F 7414 (2ex.)
1963 /1972

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tom 7 (21) Fasc. 1

IANUARIE — IUNIE 1962

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tom 7 (21) Fasc. 1

IANUARIE — IUNIE 1962

F

1989

7414

P 804

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. Ing. GH. SILAȘ (redactor responsabil), prof. Ing. C. AVRAM, conf. Ing. T. DORDEA, prof. Dr. C. DRĂGULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R., prof. O. EM. GHEORGHIU, prof. Ing. V. GHEORGHIU, prof. Ing. D. MATEESCU, prof. dr. Ing. C. MIKLOȘI, membru al Academiei R.P.R., prof. Dr. I. NANU, prof. dr. Ing. ȘT. NĂDĂȘAN, membru corespondent al Academiei R.P.R., conf. Ing. M. RĂDOI.

Toate manuscrisele trimise spre a fi publicate în Buletin vor fi adresate tovarășului profesor GH. SILAȘ „Institutul Politehnic Timișoara", Republica Populară Română, cu mențiunea „Pentru Buletin".

Tous les manuscrits destinés à paraitre dans le „Buletin" seront adressés a M. le Prof. GH. SILAȘ, Institut Polytechnique de Timișoara, République Populaire Roumaine, avec la mention „pour le Buletin".

Все рукописи присылаемые для опубликования в »Бюллтене« адресовать на имя проф. Г. СИЛАШ, Политехнический Институт в Тимишоаре, Румыньская Народная Республика, с примечением »для Бюллетеня«.

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIŞOARA

Seria II, Tom 7 (21), fasc. 1 ianuarie—iunie 1962

SUMAR:

Pag.

I. *CHIMIE*

R. ABRAMOVICI, P. VELICA, V. CRISTEA — Capacitatea de dizolvare a unor fondanţi ceramici calcici 9

E. KIMMEL, R. GROPŞIANU, A. ONAC, GH. CIOLOCA — Contribuţii la studiul obţinerii oxiclorurii de cupru 15

II. *ŞTIINŢE TEHNICE*

C. UNGUREANU — Cu privire la diametrul maxim al picăturilor obţinute la pulverizare cu ajutorul injectoarelor pneumatice de joasă presiune 23

B. HOROVITZ — Studiul experimental al durabilităţii curelelor trapezoidale fabricate în R.P.R. 31

C. BAKONYI — Din practica de turnătorie 39

V. BARBU — Asupra erorilor datorite schimbului caloric între placa de încălzire şi placa de protecţie în determinarea coeficientului de conductivitate termică prin metoda plăcii 45

A. BÂRGLĂZAN, A. ANGHEL, M. POPOVICI — Influenţa gradului de prelucrare al unor suprafeţe ale rotorului asupra caracteristicilor energetice la pompele centrifuge 53

B. HOROVITZ, FR. KOVACS, V. VILCEANU — Contribuţie la o metodă nomografică de calcul a roţilor dinţate cilindrice (II) . . . 61

A. BÂRGLĂZAN, V. ANTON, M. POPOVICI — Turbine Kapplan cu palete deschise în reţea mixtă de profile 75

M. BĂNĂRESCU, T. RAICA, M. TRUȘCULESCU, N. BOBOESCU, P. COJEREANU, N. LEMNEANU — Contribuții la studiul și încercarea motorului D 36. Randamentul volumetric 83

D. BOTH — Contribuții la sudarea la rece a conductoarele electrice de aluminiu 89

A. BÂRGLĂZAN, O. POPA — O nouă metodă de proiectare a rețelelor de profile subțiri în ipoteza intrării fără șoc 97

M. BĂNĂRESCU, V. BERINDEANU, N. BOBOESCU, M. TRUȘCULESCU, I. FEIMER — Studiul și cercetarea funcționării motoarelor cu cameră de turbionare, cu admisie de amestecuri de gaze petroliere lichefiate 111

E. POP, S. CRIȘAN — Generator de impulsuri pentru încercarea feritelor de memorie 119

M. BRAȘOVAN — Considerațiuni asupra acționărilor electrice cu modificator de alunecare 125

N. BOGOEVICI — O metodă de determinare a cuplului rezistent la arborele motorului de acționare al unui laminor 133

A. ROGOJAN — Contribuțiuni la studiul și calculul unui circuit amplificator diferențial alimentat cu tensiune alternativă 141

P. ANDRONESCU — Determinarea unei grosimi de cîțiva microni cu ajutorul generatorului Hall 147

I. HEINRICH — Premagnetizarea dependentă de sarcină a miezurilor bobinelor de comutație ale redresoarelor mecanice 153

I. SUCIU, I. NOVAC, GH. ATANASIU — Studiul pornirii motoarelor asincrone cu reostat de pornire bazat pe efectul pelicular . . . 165

B. OPRENDECK — Influența deschiderii crestăturilor statorice asupra tensiunii induse la mersul în gol, al generatoarelor de medie frecvență de tip inductor 171

C. ȘORA — Despre funcționarea generatorului Hall în scheme cuadripolare unidirecționale 179

GH. SILAS, M. RĂDOI, I. GROȘANU, L. N. BRINDEU — Stare de tensiune a părții așchietoare a sculelor 187

M. PĂUNESCU — Relații de calcul pentru înfigerea și smulgerea prin vibrare a piloților turbinelor și palplanșelor 195

НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия II, Том 7 (21), выпуск 1 январь-июнь 1962

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

I ХИМИЯ

Р. АБРАМОВИЧ, П. ВЕЛИКА, В. КРИСТЯ, Растворительная способность некоторых керамических кальциевых флюсов . 9

Ф. КИММЕЛ, Р. ГРОПШИАНУ, А. ОНАК, Г. ЧИОЛОКА, Некоторые данные о получении хлорида окиси меди . . . 15

II ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

К. УНГУРЯНУ, Относительно максимального диаметра капель образующихся при пульверизации через пневматические форсунки низкого давления 23

Б. ХОРОВИЦ, Экспериментальное исследование прочности клиновых ремней изготовленных в Р.Н.Р. 31

К. БАКОНИ, Из практики литья 39

В. БАРБУ, Об ошибках являющихся следствием теплообмена между плитой нагревания и компенсационной плитой, в определении коэффициента теплопроводности методом плиты 45

А. БЭРГЛЭЗАН, А. АНГЕЛ, М. ПОПОВИЧ, Влияние степени обработки поверхности рабочего колеса на энергетические характеристики центробежного насоса 53

Б. ХОРОВИЦ, Ф. КОВАЧ, В. ВЫЛЧАНУ, К вопросу о номографическом методе расчета цилиндрических зубчатых колес . . 61

А. БЭРГЛЭЗАН, В. АНТОН, М. ПОПОВИЧ, Турбина Каплан с лопатками расположенными в смешанной сети профилей . 75

М. БЭНЭРЕСКУ, Т. РАЙКА, М. ТРУШКУЛЕСКУ, Н. БОБОЕСКУ, П. КОЖЕРЯНУ, Н. ЛЕМНЯНУ, К вопросу изучения и испытания двигателя Д 36 М. Об'емный к.п.д. 83

Д. БОТ, О холодной сварке алюминиевых проводников . . . 89

А. БЭРГЛЭЗАН, О. ПОПА, Новый метод проектирования решеток тонких профилей при безударном ходе 97

М. БЭНЭРЕСКУ, В. БЕРИНДЯНУ, Н. БОБОЕСКУ, М. ТРУШКУЛЕСКУ, И. ФЕИМЕР, Изучение и исследование работы двигателей с вихревой камерой, со впуском смесей состоящих из жидких нефтяных газов 111

Е. ПОП, С. КРИШАН, Генератор импульсов для испытания запоминающих ферритов 119

М. БРАШОВАН, Об электрическом приводе со скользящим модификатором 125

Н. БОГОЕВИЧ, Метод определения момента сопротивления на валу приводного двигателя стана для холодной прокатки . 133

А. РОГОЖАН, Изучение и расчет дифференциальной усилительной цепи питаемой переменным напряжением 141

П. АНДРОНЕСКУ, Определение толщины в несколько микронов при момощи генератора Холла 147

И. ХЕИНРИХ, Предварительное намагничивание в зависимости нагрузки сердечников коммутационных катушек механического выпрямителя 153

И. СУЧИУ, И. НОВАК, Г. АТАНАСИУ, Изучение пуска асинхронных моторов пусковым реостатом, основанном на скинэффекте 165

Б. ОПРЕНДЕК, Влияние размеров статорного паза на индуктированное напряжение при холостом ходе генераторов средней частоты индукторного типа 171

К. ШОРА, О работе генератора Холла в четырехполюсных однонапревленных схемах 179

Г. СИЛАШ, М. РЭДОЙ, И. ГРОШАНУ, Л. БРИНДЕУ, Напряженное состояние режущей части инструментов 187

М. ПЭУНЕСКУ, Расчетные соотношения для погружения и извлечения свай, оболочек и шпунта методом вибрирования . . 195

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TEHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTEHNIQUE DE TIMISOARA

2 sèrie, Tom 7 (21) Fascicole 1 Janvier—Juni 1962

SOMMAIRE

Page

I. *CHIMIE*

R. ABRAMOVICI, P. VELICA, V. CRISTEA — Das Lösungsvermögen einiger Keramischer Flussmittel aus dem System $CaO—Al_2O_3—SiO_2$ 9

E. KIMMEL, R. GROPȘIANU, A. ONAC, GH. CIOLOCA — Contributions à l'étude de l'obtention de l'oxychlorure de cuivre 15

II. *SCIENCES TECHNIQUES*

C. UNGUREANU — Sur le diamètre maximum obtenu à la pulvérisation des combustibles à l'aide des brûleurs pneumatiques à basse pression 23

B. HOROVITZ — L'étude expérimentale de la durabilité des courroies trapézoïdales fabriqués dans la République Populaire Romaine . . 31

C. BAKONYI — De la pratique de fonderie 39

V. BARBU — Sur les erreurs dues à l'échange calorique entre la plaque chauffante et la plaque de protection à la détermination du coefficient de conductibilité thermique par la méthode de la plaque . . 45

A. BÂRGLĂZAN, A. ANGHEL, M. POPOVICI — L'influence de la qualité technique des surfaces de la roue sur les caractéristiques énergétiques des pompes centrifuges 53

B. HOROVITZ, FR. KOVACS, N. VILCEANU — Contributions à une méthode nomographique de calcul des roues dentées cylindriques (II) 61

A. BÂRGLĂZAN, V. ANTON, M. POPOVICI — La turbine Kapplan à aubes disposées en grille mixte à profils 75

M. BĂNĂRESCU, TR. RAICA, M. TRUȘCULESCU, N. BOBOESCU, P. COJEREANU, N. LEMNEANU — Contributions à l'étude du moteur D 36 M. La randament volumétrique 83

D. BOTH — Contribution au soudage à froid des conducteurs électriques en aluminium 89

A. BĂRGLĂZAN, O. POPA — Une nouvelle méthode pour la calcul des grilles à profils minces dans l'hypothèse d'entrée sans choc . . 97

M. BANARESCU, V. BERINDEAN, N. BOBOESCU, M. TRUSCULESCU, I. FEIMER — Etudes et recherches sur le fonctionnement des moteurs D 35 à chambre de tourbillon avec admission de mélanges de gaz liquefieés 111

E. POP, S. CRIȘAN — Générateur d'impulsion pour l'épreuve des ferrites de mémoires 119

M. BRAȘOVAN — Considérations sur les actionnements électriques à modificateur de glissement 125

N. BOGOEVICI — Méthode pour déterminer le couple résistant de l'arbre du moteur d'actionnement d'un laminoir à froid 133

A. ROGOJAN — Contributions à l'étude et au calcul d'un circuit amplificateur différentiel alimenté à tension alternative 141

P. ANDRONESCU — Détermination d'une épaisseur de quelques microns à l'aide du générateur Hall 147

I. HEINRICH — Prémagnétisation dépendante de la charge des noyaux des bobines de commutation des redresseurs mécaniques . . . 153

I. SUCIU, I. NOVAC, GH. ATANASIU — Etude sur le démarrage des moteurs asynchrones à l'aide du rhéostat 165

B. OPRENDECK — Der E7inzfluss des Ständermutenöffnung auf die Lehraufspannung des Mittelfrequenzgeneratoren von Induktortyp . . 171

C. ȘORA — Sur le fonctionnement du générateur Hall en schémas quadripolaires unidirectionnels 179

GH. SILAȘ, M. RĂDOI, I. GROȘANU, L. N. BRINDEU — L'état de tension de la partie coupante des outils 187

M. PĂUNESCU — Relations de calcul pour la plantation et l'arrachement par vibration des pilotes tuyaux et palplanches 195

CAPACITATEA DE DIZOLVARE A UNOR FONDANȚI CERAMICI CALCICI

DE

R. ABRAMOVICI, P. VELICA, V. CRISTEA

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Capacitatea de dizolvare a fazei lichide din porțelan influențează o serie de proprietăți fizice a acestuia ca vîscozitatea, capacitatea de umezire, tensiunea superficială, care la rîndul lor determină interacțiunea dintre faza lichidă și fazele cristaline, și prin intermediul lor însăși comportarea la ardere și structura porțelanului.

Întrucît oxidul de calciu din compoziția diferitelor topituri exercită o acțiune de dizolvare deosebit de intensă, introducerea unor fondanți calcici în compoziția mesei de porțelan schimbă datele problemei sub aspectul mai sus arătat.

În lucrarea de față se urmărește capacitatea de dizolvare a cinci amestecuri eutectice din sistemul $CaO—Al_2O_3—SiO_2$ în vederea introducerii lor ca fondanți în masa de electroporțelan. Compoziția amestecurilor este dată în tabela 1.

Tabela 1

Amestecul eutectic	Compoziția %			Temperatura de fuziune °C
	CaO	Al_2O_3	SiO_2	
I	23,3	14,7	62,0	1170
II	38,0	20,0	42,0	1265
III	47,2	11,8	41,0	1310
IV	52,0	41,2	6,8	1335
V	9,8	19,8	70,4	1345

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Fritele corespunzătoare eutecticelor au fost sintetizate prin topirea în cuptorul cu flacără a unor amestecuri de carbonat de calciu precipitat, alumină calcinată, nisip cuarțos de Miorcani. Pentru a se obține sticle perfect

Tabela 2

Compoziția fazală a probelor arse

Masa	Greut. specifică a frit.	1350 °C						1320 °C					
		Cuarț			Sticlă			Cuarț			Sticlă		
		optic		chimic greut. %	optic		chimic greut. %	optic		chimic greut. %	optic		chimic greut. %
		volum %	greut. %		volum %	greut. %		volum %	greut. %		volum %	greut. %	
Frita I + Cuarț	2,63	34,1	34,2	34,6	65,9	65,8	65,4	33,0	33,0	33,9	67,0	67,0	66,1
Frita II + Cuarț	2,86	19,3	17,9	—	80,7	82,1	—	14,7	13,6	13,4	85,3	86,4	86,6
Frita III + Cuarț	2,70	31,7	30,9	31,8	68,3	69,1	68,2	28,0	27,4	28,0	72,0	72,6	72,0
Frita V + Cuarț	2,46	40,8	42,3	42,9	59,2	57,6	57,1	39,2	40,7	41,5	60,8	59,3	58,5
Feldspat + Cuarț	2,45	43,1	43,6	43,2	56,9	56,4	56,8	—	—	41,6	—	—	58,4

omogene (necesare mai ales pentru determinările optice), în unele cazuri fritele au fost topite la suflătorul oxiacetilenic [1].

Determinarea solubilității cuarțului în topitura celor cinci frite și (pentru comparație) în cea de feldspat de Munte Rece, a fost efectuată pe cale chimică și optică. Din amestecul de frită (feldspat) : cuarț (fracțiunea 0,15—0,20 mm) = 1 : 1 s-au confecționat prin aglomerare cu dextrină și presare, pastile care au fost arse în cuptorul de la laborator cu flacără la 1320 și 1350 °C cu un palier de 1,5 ore.

Din pastile arse au fost confecționate secțiuni subțiri pentru determinările microscopice, respectiv ele au fost mărunțite pînă la trecerea completă prin sita de 4900 ochiuri/cm², pentru analiza chimică.

Determinarea cantitativă a fazei cristaline, respectiv a celei vitroase din masele arse a fost efectuată după metoda punctelor [2].

Pentru determinarea solubilității cuarțului pe cale chimică a fost folosită metoda Botvinkin și Spilcov care prevede tratarea probelor cu amestecul de H_2SiF_6+HF [2]. Această metodă fiind recomandată pentru cazul sticlelor calcosodice, s-a efectuat verificarea ei pentru cel al sticlelor studiate (cu conținut de Al_2O_3). Fritele tratate cu amestecul de acizi s-au dizolvat complet, metoda putînd deci fi aplicată și pentru cazul de față.

Masele cu frita IV s-au topit în cursul arderii, aspectul topiturii indicînd dizolvarea aproape completă a cuarțului. Ca urmare masa aceasta nu a fost cercetată mai departe.

Datele referitoare la determinările microscopice din tabela de mai jos au fost obținute înmulțindu-se procentele în volum cu greutatea specifică a fritelor (calculată în baza legii aditivității), respectiv cu cea a nisipului cuarțos, egală cu 2,62.

Capacitatea de dizolvare a fazei lichide exprimată în g cuarț dizolvat în 100 g frită reiese din tabela 3. Diferențele între rezultatele obținute pe cale microscopică și chimică sînt exprimate și ele în g cuarț dizolvat în 100 g topitură.

Tabela 3

Topitura	1320 °C			1350 °C		
	optic	chimic	diferență optic-chimic	optic	chimic	diferență optic-chimic
I	31,6	30,8	0,8	34,0	32,2	1,8
II	64,2	—	—	72,8	73,2	0,4
III	38,2	36,4	1,8	45,2	44,0	1,2
V	15,4	14,2	1,2	18,6	17,0	1,6
Feldspat	12,8	13,6	0,8	—	15,4	—

După cum reiese din datele de mai sus, fondanții calcici studiați au în general o capacitate de dizolvare mult mai ridicată decît feldspatul. Face excepția frita V a cărei capacitate de dizolvare este apropiată de cea a feldspatului folosit în cazul de față, fapt care se datorează conținutului ridicat de Al_2O_3 și SiO_2.

Din microfotografiile de mai jos reiese comportarea analoagă sub aspectul urmărit al fritei V și a feldspatului precum și capacitatea de dizolvare mult mai mare a fritei II.

Aspectele fig. 1 și 2 sînt asemănătoare atît sub raportul numărului de granule de cuarț cît și sub cel al dimensiunilor lor. În masa frita II+cuarț numărul de granule este mult mai mic, dimensiunile sînt mai reduse iar conturul este rotunjit.

A fost urmărit de asemenea pe cale microscopică și aspectul calitativ al procesului de dizolvare. În acest sens au fost cercetate secțiuni subțiri obținute ca mai sus, dar cu granulația cuarțului mai grosieră (0,3—0,2 mm). În conformitate cu unele date din literatură [3], cuarțul se găsește în masa de sticlă (feldspatică) sub formă de metacristobalit izotrop, formarea acestuia din urmă precedînd procesul de dizolvare în topitură. Se arată că trecerea cuarțului în metacristobalit decurge mai repede decît procesul de dizolvare, așa că grosimea peliculei respective crește pe măsura ridicării temperaturii .

În secțiunile urmărite în cadrul lucrării de față nu s-a putut observa decît o peliculă foarte subțire în jurul granulelor de cuarț, ceea ce se poate constata prin compararea (suprapunerea) imaginilor unei granule de cuarț în lumină naturală și polarizată.

Acest fapt trebuie pus în legătură cu vîscozitatea redusă a topiturii și cu viteza de difuziune corespunzător mărită a SiO_2.

A fost încercata determinarea solubilității caolinului ars și nears în topitura după metodica de mai sus. Spre deosebire de cazul cuarțului, particulele anizotrope au prezentat în majoritatea cazurilor un contur șters, iar trecerea spre masa fundamentală mai mult sau mai puțin mulitizată, adeseori foarte slab perceptibilă, a dus la obținerea unor rezultate foarte puțin concordante de la o determinare la alta, (fig. 6).

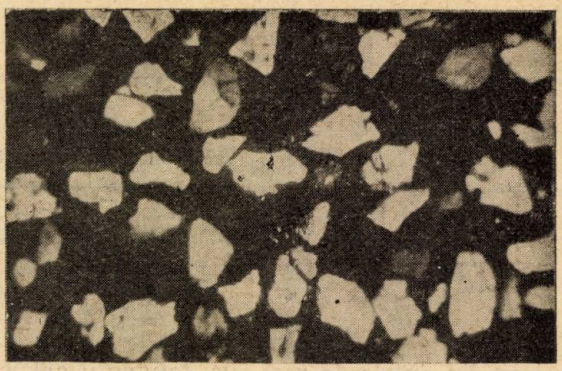


Fig. 1. Masa : feldspat + cuarț. Lumină polarizată. 80 ×

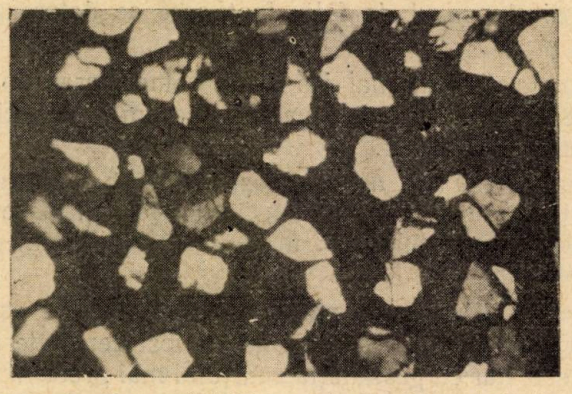


Fig. 2. Masa : frită V + cuarț. Lumină polarizată. 80 ×

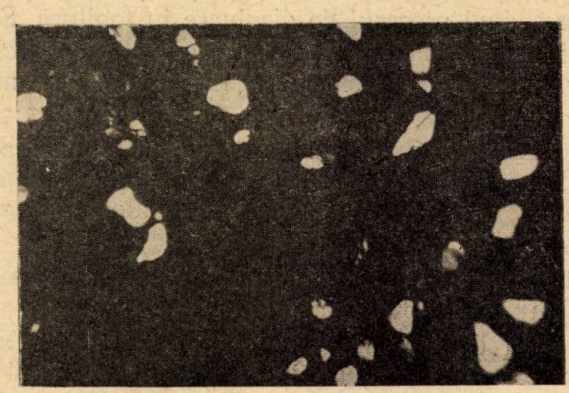


Fig. 3. Masa : frita II + cuarț. Lumină polarizată. 80 ×

Fig. 4. Granulă de cuarț. Lumină naturală. 240 ×

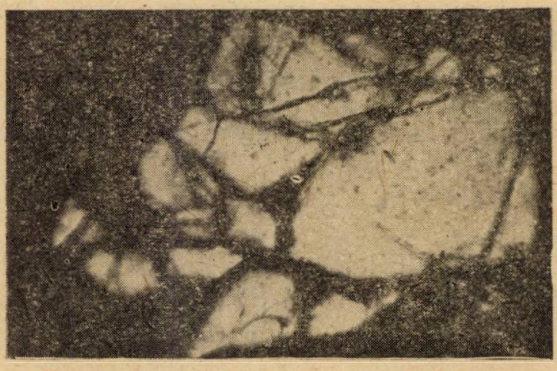


Fig. 5. Granulă de cuarț. Lumină polarizată. 240 ×

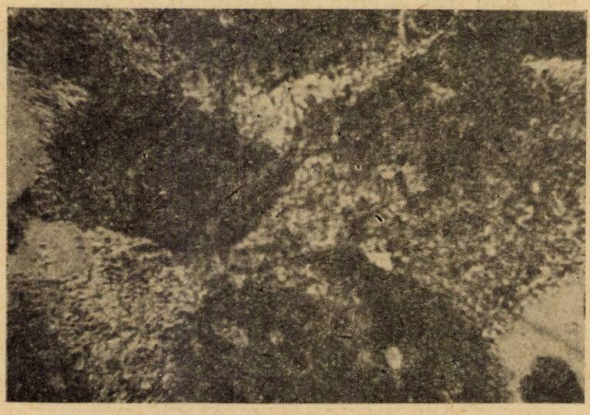


Fig. 6. Masa caolin ars + frită. Lumină naturală. 240 ×

CONCLUZII

Determinarea capacității de dizolvare a maselor studiate efectuată pe cale chimică și optică a dat rezultate suficient de concordante. Capacitatea de dizolvare a fondanților din sistemul $CaO—Al_2O_3—SiO_2$ este mai mare decît cea a feldspatului (în cazul fritei II de circa cinci ori mai mare) cu excepția fritei V care se comportă similar cu feldspatul.

РАСТВОРИТЕЛЬНАЯ СПОСОБНОСТЬ НЕКОТОРЫХ КЕРАМИЧЕСКИХ КАЛЬЦИЕВЫХ ФЛЮСОВ

(РЕЗЮМЕ)

Имея в виду важность растворительной способности для поведения во время обжига и для своиств порцелана, оптическим и химическим путём определяется растворительная способность пяти фрит из системы $CaO—Al_2O_3—SiO_2$.

Полученны результаты показывают, что обследованные фриты, за исключением с фриты с точкой плавлекич 1345°C которая ведёт себя также как фельдшпат, имеют большую растворительную способность чем последний.

DAS LÖSUNGSVERMÖGEN EINIGER KERAMISCHER FLUSSMITTEL AUS DEM SYSTEM $CaO—Al_2O_3—SiO_2$

(ZUSAMMENFASSUNG)

Von dem Einfluss den das Lösungsvermögen der flüssigen Phase auf das Verhalten während des Brennens und die Eigenschaften des Porzellans ausübt ausgehend, wird auf optischem und chemischem Weg das Lösungsvermögen von 5 Fritten aus obgenanntem System untersucht.

Die erzielten Ergebnisse weisen auf ein grösseres Lösungsvermögen als dies des Feldspates hin. Eine Ausnahme bildet die Fritte mit dem Schmelzpunkt bei 1345°, deren Lösungsvermögen dem des zum Vergleich herangezogenen Feldspates gleicht.

BIBLIOGRAFIE

1. Keil F., Locher F., Zement — Kalk — Gips, 1958, Nr. 6, p. 245.
2. Botvinkin O .K., Spilcov E. M., Informaționii Biuleten Steklo, 1957, Nr. 3, p. 3.
3. Botvinkin O. K., Spilcov E. M., Steklo i Keramika 1956, Nr. 10, p. 1.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL OBȚINERII OXICLORURII DE CUPRU

DE

KIMMEL E., GROPȘIAN R., ONAC A. și CIOLOCA GH.

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Folosirea combinațiilor cuprului pentru prevenirea bolilor criptogamice și în special a manei viței de vie este de mult cunoscută. Dintre combinațiile cuprului cea mai des folosită pentru scopurile amintite este și astăzi sulfatul de cupru. Acesta prezintă însă o serie de deficiențe practice și economice care au determinat în ultimul timp studierea posibilităților de înlocuire a sa cu substanțe de natură organică [1], [2], [3]. Aceste posibilități au condus la reducerea consumului de sulfat de cupru folosit ca fungicid, dar nu la suprimarea sa.

Pentru realizarea unor economii cît mai mari în cupru, unele țări au trecut la folosirea oxiclorurii de cupru, care începînd din anul 1935 a devenit una dintre cele mai importante săruri tehnice de cupru [4]. Acest produs prezintă o serie de avantaje față de sulfatul de cupru în forma zemii bordeleze: eficacitate mai mare și prin urmare economie de cupru apreciată la cca. 50%, adezivitate și persistență superioară datorită finețiii și insolubilității în apă, absența efectului fitocidal, simplicitatea aplicării etc. [5], [6], [7].

Din punct de vedere chimic, oxiclorurile de cupru sînt compuși bazici ai clorurii cuprice, care diferă prin raportul $CuO : CuCl_2 : H_2O$. Forma cea mai frecventă este tetrahidratul: $3CuO \cdot CuCl_2 \cdot 4H_2O$ care se prezintă sub forma unei pulberi de coloare verde pal pînă la verde închis, amorfă sau cristalină [8], [9].

Oxiclorura de cupru poate fi preparată fie sub forma unei pudre foarte fine, fie sub formă de pastă cu un conținut de 20—50% apă și cu un grad de dispersie mult superior [10].

Ca agent de stropire criptogam și fungicid, oxiclorura de cupru se întrebuințează sub formă de suspensie fină în apă care conține 2—2,5% pastă cu 500—600 g/l cupru sau 0,5—0,75% produs solid cu cca. 50% cupru [11] și eventual adaosuri stabilizante [12].

Scopul prezentei lucrări a fost studierea parametrilor care influențează procesul de obținere a oxiclorurii de cupru. S-au studiat de asemenea în prealabil posibilitățile de obținere a clorurei cuprice necesare, atît prin acțiunea acidului clorhidric, cît și a clorului asupra granulelor de cupru.

1. OBȚINEREA CLORURII CUPRICE DIN CUPRU ȘI ACID CLORHIDRIC

În procesul de obținere a clorurii cuprice s-a urmărit influența timpului, a concentrației acidului, a temperaturii și a debitului de aer asupra mersului reacției.

În seria de încercări avînd ca scop stabilirea dependenței conținutului în cupru al soluției de timpul de reacție, s-a lucrat la temperatură obișnuită cu o cantitate de 250 g granule de cupru, 400 ml acid clorhidric de diferite concentrații și cu un debit de aer de 3 l/min. Conținutul în Cu^{+2}, Cu^{+} și Cu total al soluției la un moment dat s-a determinat iodometric, obținînd valorile redate în tabela 1. Alura curbelor se vede în diagrama 1 reprezentată pentru acid clorhidric 10%.

Tabela 1

Concentrația HCl %	Timp ore	Cu^{+} g/l	Cu^{+2} g/l	Cu total g/l	$\frac{Cu^{+2}}{Cu^{+}}$
5	2	5,5	3,5	9,0	0,64
	3	2,3	14,2	16,5	6,17
	4	0,0	28,0	28,0	∞
	5	0,0	45,8	45,8	∞
10	2	13,3	3,2	16,5	0,24
	3	10,6	16,4	27,0	1,55
	4	8,8	31,3	40,1	3,56
	6	3,4	69,0	72,4	20,29
	8	0,8	98,6	99,4	123,25
15	2	23,2	2,6	25,8	0,11
	3	32,6	4,6	37,2	0,14
	5	29,1	35,6	64,7	1,22
	7	23,7	73,0	96,7	3,08
	9	21,2	103,3	124,5	4,87
	11	20,5	131,0	151,5	6,39
20	4	52,1	16,6	68,7	0,32
	5	40,4	39,2	79,6	0,97
	8	36,9	82,1	119,0	2,22
	10	36,4	109,8	146,2	3,02
	12	28,5	142,5	171,0	5,00
	16	8,2	212,3	224,5	26,38
25	1	11,7	2,6	14,3	0,22
	3	20,8	2,7	23,5	0,13
	4	41,0	2,7	43,7	0,07
	7	79,2	21,8	101,0	0,28
	9	65,0	58,2	123,2	0,90
	11	51,6	91,5	143,1	1,77
	17	40,0	182,3	222,3	4,56
	19	40,0	230,0	270,0	5,75
	21	24,0	270,0	294,0	11,25

Din rezultatele obținute reiese că concentrația soluției în Cu^{+2} și Cu total se mărește în raport cu timpul. În ceea ce privește concentrația Cu^{+} aceasta la început crește brusc iar după atingerea unui maximum scade, în favoarea formării Cu^{+2}. Raportul Cu^{+2}/Cu^{+} are o tendință continuă de creștere. În mod practic procesul se conduce pînă la epuizarea completă a acidului, moment indicat de apariția unui precipitat de oxiclorură de cupru de coloare verde pal.

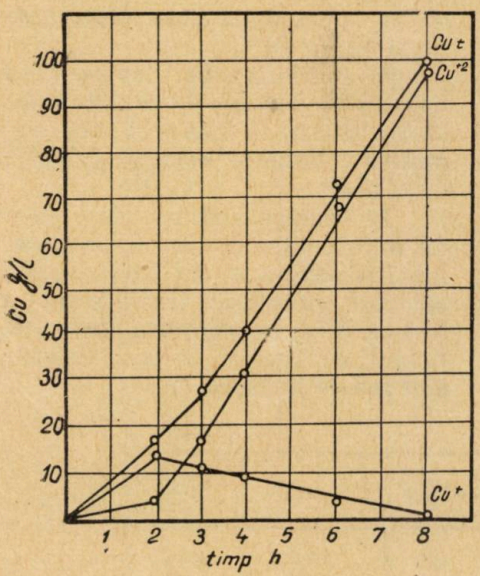


Fig. 1.

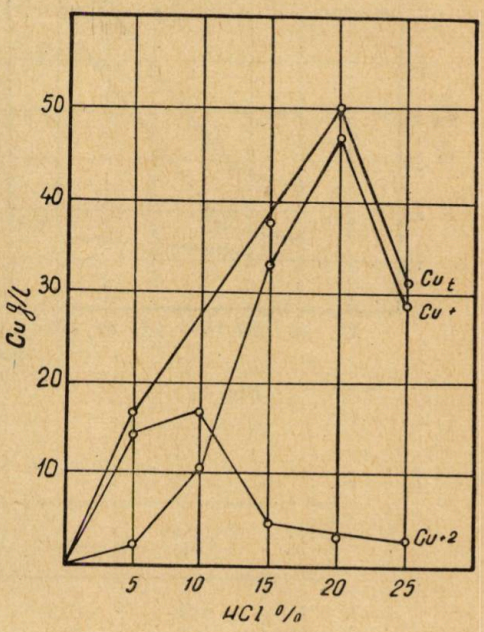


Fig. 2.

Pentru a stabili concentrația cea mai favorabilă a acidului clorhidric folosit pentru obținerea clorurii cuprice, s-a urmărit dependența între conținutul în cupru al soluției și concentrația acidului, pentru un timp de reacție constant egal cu 3 ore la temperatură obișnuită. Rezultatele sînt redate în diagrama 2.

Se constată că pînă la concentrații ale acidului clorhidric de 20%, conținutul în Cu total al soluției crește în raport cu concentrația acidului, iar peste această limită începe să scadă. Este de remarcat faptul că creșterea conținutlui în Cu_{total} se face îndeosebi pe seama Cu^{+}, a cărui prezență este cu totul nedorită la prelucrarea ulterioară a soluției în oxiclorură. Folosirea unui acid mai concentrat decît 20% este contraindicată și din motivul că pierderile inevitabile de acid clorhidric prin evaporare se măresc.

Valorile raportului Cu^{2+}/Cu^{+} ne îndreptățesc să indicăm ca optime pentru obținerea clorurii cuprice, concentrații ale acidului clorhidric cuprinse între 5 și 10%.

BIBLIOTECA CENTRALĂ A UNIVERSITĂȚII TEHNICE GHEORGHE ASACHI DIN IAȘI 1948

În determinările efectuate pentru a stabili influența temperaturii de reacție asupra conținutului în cupru al soluției, s-a lucrat cu 63 g granule de cupru, 100 ml acid clorhidric 10%, debit de aer 2 l/min, timp de 3 ore, obținînd datele cuprinse în diagrama 3.

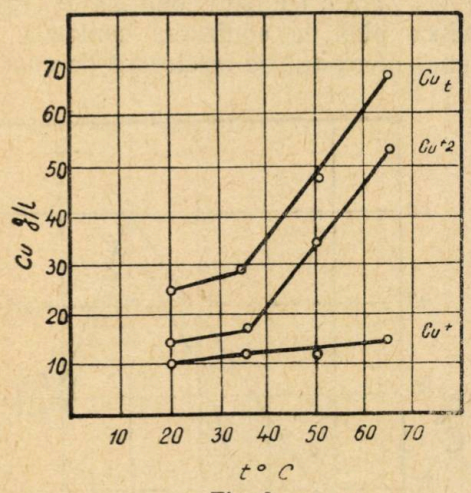


Fig. 3.

Cu creșterea temperaturii, crește conținutul în cupru al soluției și se îmbunătățește totodată raportul între Cu^{+2} și Cu^{+}. Această creștere devine apreciabilă abia peste temperatura de 40 °C.

În mod practic, temperatura folosită va depinde de condițiile locale existente la întreprinderea respectivă: timp și energie calorică disponibilă.

În vederea stabilirii dependenței între conținutul în cupru al soluției și debitul de aer, concentrația acidului clorhidric întrebuințat a fost de 10%, temperatura obișnuită, timpul de reacție 3 ore. Valorile sînt redate în tabela 4.

Tabela 4

Nr. crt.	Debit aer l/min	Cu^{+} g/l	Cu^{+2} g/l	Cu_{total} g/l	$\frac{Cu^{+2}}{Cu^{+}}$
1	0,7	15,7	3 0	18,7	0,19
2	1,7	15,9	19,1	35,0	1,20
3	3,3	10,8	47,0	57,8	4,35
4	5,6	11,1	68,6	79,7	6,18

Din datele de mai sus reiese că este indicat a se lucra cu debite mari de aer, cînd atacul cuprului este ușurat și raportul Cu^{+}/Cu^{+} este în favoarea Cu^{+2}.

2. OBȚINEREA CLORURII CUPRICE DIN CUPRU ȘI CLOR

Prin acțiunea clorului în exces asupra cuprului în formă de granule, se obține clorura corespunzătoare valenței superioare a metalului.

Această posibilitate de obținere a clorurii cuprice este deosebit de avantajoasă, putînd servi în același timp la valorificarea gazelor reziduale conținînd clor și la asanarea lor.

Experimental s-a studiat numai influența temperaturii asupra procesului, debitul de clor fiind funcție de disponibilul întreprinderii. În ceea ce privește influența timpului de reacție, acesta cauzează creșterea proporțională a concentrației soluției în cupru, putîndu-se ajunge la cristalizarea clorurii cuprice. În mod practic, concentrația finală a soluției se va stabili după condițiile și posibilitățile de fabricare și depozitare existente.

În încercările efectuate pentru stabilirea dependenței între conținutul în cupru al soluției și temperatură, s-a lucrat cu 50 g granule de cupru, 200 ml apă, debit de clor 0,28 l/min., timp de o oră. Analitic s-a determinat conținutul în Cu^{+2}, obținînd valorile din tabela 6.

Tabela 6

Temperatura °C	23	42	60	80	100
Cu^{+2} g/l	39,2	51,0	59,1	129,0	217,0

Ridicarea temperaturii duce la creșterea cantității de clorură cuprică formată în unitate de timp; această creștere devine mai accentuată peste 60 °C.

3. OBȚINEREA OXICLORURII DE CUPRU

Dintre diversele posibilități de obținere a oxiclorurii de cupru indicate în literatură [4], [9], [12], [13], [14], [15], [16], în cadrul lucrărilor efectuate ne-am oprit la metoda de precipitare a soluției de clorură cuprică cu lapte de var, care apare ca cea mai economică și mai ușor de realizat practic.

Reacția care stă la baza procesului este următoarea:

$$4CuCl_2+3Ca(OH)_2+H_2O\rightarrow 3CuO\cdot CuCl_2\cdot 4H_2O+3CaCl_2$$

În cazul obținerii clorurii cuprice din cupru și acid clorhidric, reacția se conduce pînă la epuizarea completă a acidului. În cazul folosirii clorului, reacția se poate conduce timp variabil, consumul de var la precipitare fiind condiționat numai de conținutul în cupru al soluției.

Precipitarea soluției de clorură cuprică se face cu o suspensie de lapte de var de cca. 20%, introducînd concomitent un curent de aer care favorizează procesul de formare a oxiclorurii de cupru cît și procesul de oxidare al ionilor Cu^{+}, asigurînd în același timp o bună omogenizare a suspensiei.

Reacția se consideră terminată cînd *p*H-ul soluției atinge valoarea 5—6. La valori mai mici ale *p*H-ului, o parte din clorura cuprică rămîne în soluție, în dauna randamentului; la valori mai mari, are loc formarea hidroxidului de cupru.

Indicele calitativ cel mai caracteristic al oxiclorurii de cupru folosite în agricultură este finețea precipitatului, deci capacitatea sa de a se menține în suspensie un timp cît mai îndelungat. În seria de încercări redată mai jos, s-a căutat a se stabili ce factori anume influențează hotărîtor viteza de sedimentare a oxiclorurii de cupru.

Pentru determinarea vitezei de sedimentare, suspensiile de oxiclorură cu un conținut anumit de cupru (1%), se aduc într-un cilindru gradat de 100 ml, se omogenizează și se lasă în repaos, citind din timp în timp volu-

mul ocupat de precipitat. Ca termen de comparație între diferitele sorturi de oxiclorură s-a ales „cifra de sedimentare", definită ca volumul în ml ocupat de oxiclorura de cupru după o oră de la începutul determinării, cînd acesta ajunge practic constant.

Pentru stabilirea dependenței dintre cifra de sedimentare și raportul Cu^{+2}/Cu^{+} al soluției de clorură cuprică, s-au supus precipitării cu lapte de var soluții cu raport variabil între Cu^{+2} și Cu^{+}, în condiții identice: temperatura 80 °C, debit de aer 1,7 l/min, timp de 30 minute, *p*H final 5. Determinarea cifrei de sedimentare a condus la valorile redate în tabela 7.

Tabela 7

$\frac{Cu^{+2}}{Cu^{+}}$	0,19	1,20	4,35	6,18
Cifra de sedimentare ml	10,0	11,5	22,5	27,0

Se desprinde și de aici importanța unui debit satisfăcător de aer în procesul de obținere a clorurii cuprice din cupru și acid clorhidric, care conduce la creșterea raportului Cu^{+}/Cu^{+}.

Spre a studia influența ritmului de adăugare a laptelui de var asupra cifrei de sedimentare, s-a supus precipitării o soluție de clorură cuprică de concentrație 127 g/l $CuCl_2$, la temperatura de 80 °C, debit de aer de 0,7 l/min, timp de 1 oră, pH final 6. Necesarul de var s-a adăugat într-un număr variabil de porțiuni. Procedînd la determinarea cifrei de sedimentare, s-au obținut valorile din tabela 8.

Tabela 8

Nr. de porțiuni	1	3	13
Cifra de sedimentare ml	26,0	35,5	47,0

Se constată că viteza de adăugare a varului influențează hotărîtor finețea oxiclorurii de cupru. Se recomandă adăugarea treptată a laptelui de var pentru a obține un produs cît mai fin dispersat.

Dependența cifrei de sedimentare de temperatura de precipitare a oxiclorurii s-a stabilit lucrînd cu o soluție de clorură cuprică de concentrație 127 g/l $CuCl_2$, debit de aer 0,7 l/min, durata precipitării 45 min., pH final 5, menținînd constant ritmul de adăugare a varului. Valorile obținute pentru cifra de sedimentare sînt cuprinse în tabela 9.

Tabela 9

Temperatura °C	25	35	50	65	80
Cifra de sedimentare ml	38,5	42,0	37,5	40,0	35,0

Temperatura de precipitare nu influențează sensibil cifra de sedimentare. Din motive de ordin economic, este de preferat a se efectua precipitarea oxiclorurii de cupru la temperatura obișnuită.

În încercările avînd ca scop stabilirea dependenței dintre cifra de sedimentare și concentrația inițială a soluției de clorură cuprică, s-au supus precipitării soluții de diferite concentrații, la temperatura obișnuită, debit de aer 0,7 l/min, ritm de adăugare a varului constant, durata reacției fiind 45 min., pH final 5.

Din valorile obținute la determinarea cifrei de sedimentare, se observă că aceasta depinde de concentrația soluției de clorură cuprică, rezultînd un produs mai dispers în soluții mai diluate, conform tabelei 10.

Tabela 10

Concentrația soluției $CuCl_2$ g/l	92,5	132,0	274.0	446,0
Cifra de sedimentare ml	60,3	40,0	38,5	31,7

Produsul care rezultă în condiții optime, în formă de pastă, are un conținut de apă de 40—60%.

Analizînd oxiclorura în stare uscată s-au găsit următoarele:

Cupru %	48,50
Clor %	18,46
Calciu %	0,60
Apă de constituție %	9,09

Calculînd diametrul particolelor, în urma determinării vitezei de sedimentare, s-a ajuns la valoarea de 6 μ, ceea ce corespunde cu un înalt grad de dispersie [4].

Din lucrarea de față reiese că obținerea clorurii cuprice poate avea loc prin ambele metode încercate, atît prin acțiunea acidului clorhidric, cît și a clorului asupra cuprului și depinde de condițiile locale care anume dintre acestea se va aplica.

Claritatea oxiclorurii de cupru obținute corespunde cerințelor impuse unui preparat pentru combaterea dăunătorilor în agricultură.

НЕКОТОРЫЕ ДАННЫЕ О ПОЛУЧЕНИИ ХЛОРИДА ОКИСИ МЕДИ

(РЕЗЮМЕ)

Рассматриваются возможности получения хлорида окиси меди осаждением из растворов хлорной меди. С этой целью установлены самые благоприятные условия для получения хлорной меди.

В качестве сырья применялась зернистая медь и соляная кислота или хлор.

Качество изделья соответствует требованиям для борьбы против вредителей в сельском хозяйстве.

CONTRIBUTIONS Á L'ÉTUDE DE L'OBTENTION DE L'OXYCHLORURE DE CUIVRE

(RÉSUMÉ)

On a étudié les possibilités de l'obtention de l'oxychlorure de cuivre, par précipitation, de solutions de chlorure de cuivre. A cet effet on a même établi les conditions les plus favorables d'obtention de chlorure de cuivre.

Comme matière première on a utilisé le cuivre sous forme de granules et de l'acide chlorhydrique, respectivement du chlore.

La qualité du produit correspond aux exigences imposées par une préparation déstiné a combattre les parasites dans l'agriculture.

BIBLIOGRAFIE

1. Vederewschi D. D., Macrusina A. T., Vinodelie i Vinogradarstvo S.S.S.R., 11, 47 (1952).
2. Popa C., Velniceriu A., Revista de Chimie, 7, 375 (1960).
3. Drimuş R., Reviste de Chimie, 5, 261 (1959).
4. *Ullmanns Enzyklopaedie der technischen Chemie,* München-Berlin, 11, 237, (1960).
5. Rukavishnikov B. I., Vinodelie i Vinogradarstvo S.S.S.R., 8, 36 (1948).
6. Donald F., *Chemia insecticidelor şi fungicidelor,* Moscova (1953).
7. Chuard E., Chemisches Zentralblatt, 1, 1986 (1910).
8. Kirk E. R., Othmer F. D., *Encyclopedia of chemical technology,* New—York, 4, 470 (1949).
9. Pascal P., *Traité de chemie minérale,* Paris, 8, 390, 381 (1933).
10. Kubelka P., Chemisches Zentralblatt, 2, 1232 (1936).
11. Ferri L., Chemisches Zentralblatt, 1, 1869 (1934).
12. *Gmelins Handbuch der anorganischen Chemie,* Weinheim, 1, 696 (1955).
13. Münchberg P., Chemiker Zeitung, 3, 77 (1953).
14. Mayor Y., La revue de produits chimiques, 7, 193 (1936).
15. De Nora V., Chimica Industria, 30, 1 (1948).
16. Sender J., Chemisches Zentralblatt, 1, 1687 (1936).

CU PRIVIRE LA DIAMETRUL MAXIM AL PICĂTURILOR OBȚINUTE LA PULVERIZARE CU AJUTORUL INJECTOARELOR PNEUMATICE DE JOASĂ PRESIUNE

DE

C. UNGUREANU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

În procesul de pulverizare, jetul de lichid, care se mișcă în contact intim cu aerul, se desparte în părți de diferite mărimi și forme. Particolele mai mari continuă să se descompună mai departe, iar particolele mici datorită tensiunii superficiale, iau aproximativ formă sferică. Datorită acestui proces de diviziune, apar picături de diferite mărimi. Pentru procesele de ardere, cît și pentru alte procese tehnologice, diametrul maxim al picăturilor este deosebit de important. De aceea această problemă a fost studiată de o mulțime de cercetători.

Triebnigg [1], calculează diametrul picăturii pentru pulverizatoare prin presiune, cu ajutorul unor premize asupra lucrului superficial și frecarea aerului la marginea jetului. Ca mărimi variabile apar mai ales densitatea aerului ρ_{aer} și viteza relativă w între jet și aer ;

$$d = k \frac{\sigma}{\rho_{aer} w^2} \tag{1}$$

În această formulă nu sînt luate în considerare vîscozitatea lichidului și a aerului, deci nu ne putem aștepta la o valabilitate generală a acestei relații.

Sanger [2] stabilește o funcție asemănătoare la care numai constanta k are o valoare mai mică.

Pentru determinarea diametrului maxim, Tyler E. [3] pleacă de la metoda presupunerilor probabile. Considerînd că volumul picăturilor, presupuse sferice, obținute prin descompunerea primară a vînei, este egal cu volumul cilindrului de rază egală cu raza vînei a și de lungime egală cu lungimea de undă λ a excitației, care crește cel mai repede, Tyler a obținut următoarea ecuație pentru diametrul D_{max} al picăturilor :

$$\frac{D_{max}}{2a} = \sqrt[3]{\frac{3}{4} \frac{\lambda}{a}} \tag{2}$$

În fig. 1 se află graficul variației valorilor măsurate pentru diametrul maxim admisibil $D_{max}/2a$ al picăturii, în funcție de $\sqrt[3]{\frac{3}{4}\frac{\lambda}{a}}$, reprodus după Miesse [4]. Din această figură se vede că numai datele unor experiențe izolate, și anume al acelor experiențe în care se realizează doar descompunerea primară a jetului, se află aproape de linia teoretică presupusă de Tyler prin ecuația (2). Valorile mai mici ale diametrelor picăturilor arată că după descompunerea primară a avut loc cea secundară, cînd picăturile cu diametrul peste o anumită valoare limită, s-au fărămițat în alte picături cu diametre mai mici.

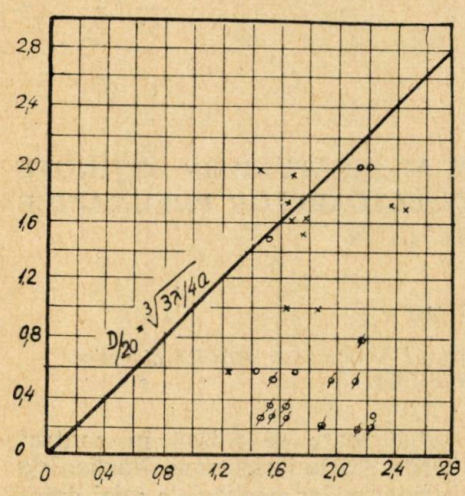


Fig. 1. Confruntarea datelor experimentale cu teoria lui Tyler.

Holroyd H. [5] a folosit metoda dimensionărilor și presupunerilor fizice pentru explicarea relației dintre diametrul maxim adimensional $D_{max}/2a$ și cifrele adimensionale $We = \frac{\rho_a w^2 D}{\sigma}$ și $Re = \frac{wD}{\nu}$. Considerînd că parametrii variabili care determină formarea picăturii primare de lichid sînt densitatea ρ, viteza w, viscozitatea ν, tensiunea superficială σ și raza vînei a, el a obținut următoarea ecuație fundamentală:

$$f_2(We, Re) = 0 \tag{3}$$

Postulînd faptul că mișcarea turbulentă a vînei de lichid este factorul principal în descompunerea vînei, Holroyd a egalat forța centrifugă, care tinde să rupă vîna, cu forța superficială, care tinde să mențină vîna, obținînd următoarea ecuație pentru diametrul picăturii:

$$\frac{D_{max}}{2a} = We^{-\frac{2}{3}}(23{,}5 + 0{,}000395\ Re) \tag{4}$$

Ea arată că diametrul maxim al picăturii va crește o dată cu raza diuzei sau cu tensiunea superficială și se va micșora o dată cu creșterea vîscozității.

Într-o lucrare mai nouă, Troesch H. [6] se ocupă în amănunt cu problema diametrului maxim care apare în procesul de pulverizare. El admite presupunerea profesorului Akkeret că descompunerea picăturii respectă aceeași lege ca și descompunerea jetului de lichid. În baza teoriei similitudinii, Troesch cumulează mărimile ce influențează într-o funcție potențială, care în forma ei definitivă arată astfel:

$$\frac{\sigma}{\rho_e w^2 D_{max}}\left(1 + \alpha_1 \frac{\eta_l^2}{\sigma \rho_e D_{max}}\right)^{1/12}\left(1 - \alpha_2 \frac{\rho_a}{\rho_e}\right) = k \tag{5}$$

Pentru a se putea folosi formula de mai sus, este necesară cunoașterea mărimilor α_1, α_2 și k, precum și a proprietăților lichidului și a vitezei la începutul descompunerii picăturii. Troesch afirmă că determinarea constantelor se poate efectua numai pe bază experimentală ; de aceea sînt necesare încercări de pulverizare, care ar satisface condiția dată în privința vitezei de scurgere și ar da un număr mai mare de picături de dimensiune maximă. Aceste condiții le satisface cel mai bine arzătorul rotativ mecanic pentru care Troesch a determinat valorile numerice ale constantelor, ecuația (5) căpătînd forma :

$$\left(\frac{\sigma}{\rho_e w^2 D_{max}}\right)\left(1+10^6 \frac{\eta_e^2}{\sigma \rho_e D_{max}}\right)^{1/17}\left(1-0{,}5\frac{\rho_a}{\rho_e}\right)=4{,}8\cdot 10^{-5} \qquad (6)$$

Pentru altfel de injectoare relația (6) nu corespunde. Totuși dacă se dorește a se folosi o formulă compusă în mod asemănător cu aceea a lui Troesch, pentru alte tipuri de injectoare decît cele rotativ mecanice, atunci trebuie făcute încercări. Aceasta a fost calea urmată în lucrarea de față. Folosind două injectoare pneumatice de joasă presiune și urmînd calea indicată de L. A. Vitman [9], [10] și M. Kuharev [11], am captat picături de lichid pulverizat, care cercetate și fotografiate cu ajutorul unui microscop, au servit drept bază pentru interpretarea relațiilor de mai sus. Prima serie de încercări cuprinde 108 probe care au fost obținute folosind diferite lichide și diferite diuze ale unui injector de tip laborator iar cea de a doua serie de încercări cuprinde 62 probe obținute cu diferite lichide folosind un injector de tip industrial.

Înainte de interpretarea rezultatelor e bine să se precizeze cîteva lucruri în legătură cu relația (5). Dacă analizăm această relație se evidențiază faptul că D_{max} este determinat în primul rînd de cifra Weber. Mărimea $\left(1-\alpha_2\frac{\rho_a}{\rho_e}\right)$, are o influență redusă, deoarece în cazul injectoarelor pneumatice de joasă presiune raportul $\frac{\rho_a}{\rho_e}$ are valori de ordinul 10^{-3}, iar după Troesch, constanta $\alpha_2=0{,}5$. Admițînd că densitatea aerului ar crește chiar de 10 ori, influența acestei schimbări nu ar fi mai mare de 0,5%, deci neglijabilă. În fig. 2 s-a trasat dependența :

$$\frac{D_{max}}{D}=f\left(\frac{\rho_a w^2 D}{\sigma}\right) \qquad (7)$$

pentru trei diuze diferite ale injectorului de tip laborator, folosind măsurători directe ale picăturilor de diametru maxim, în cazul a trei medii de pulverizare : 100% apă, 75% apă și 25% glicerină, precum și 75% glicerină și 25% apă. Ca parametru rezultă în mod univoc natura lichidului pulverizat, curbele deplasîndu-se spre diametre mai mari ale picăturilor o dată cu creșterea vîscozității.

Pentru a se ajunge la o reprezentare unitară, valabilă în mod general, influența vîscozității trebuie să fie compensată prin alegerea ordonatei. În

acest scop se introduce o nouă mărime adimensională $D_{max\,r}$, determinată de relația:

$$D_{max\,r} = \frac{D_{max}}{D \cdot \Pi_1^n} \tag{8}$$

în care:

$$\Pi_1 = \frac{\eta_e^2}{\sigma \rho_e D_{max}} \tag{9}$$

În legea găsită de Weber [7] în privința dispersiunii lichidelor vîscoase, invariantul Π_1 intră la puterea 1/12. De aceea s-a acceptat în prima instanță $n = 1/12$. Reprezentînd în coordonate logaritmice dependența:

$$D_{max\,r} = f(\Pi_2) \tag{10}$$

a rezultat o mare dispersiune a punctelor (fig. 3), ceea ce arată că influența vîscozității a fost luată în considerare în măsură insuficientă.

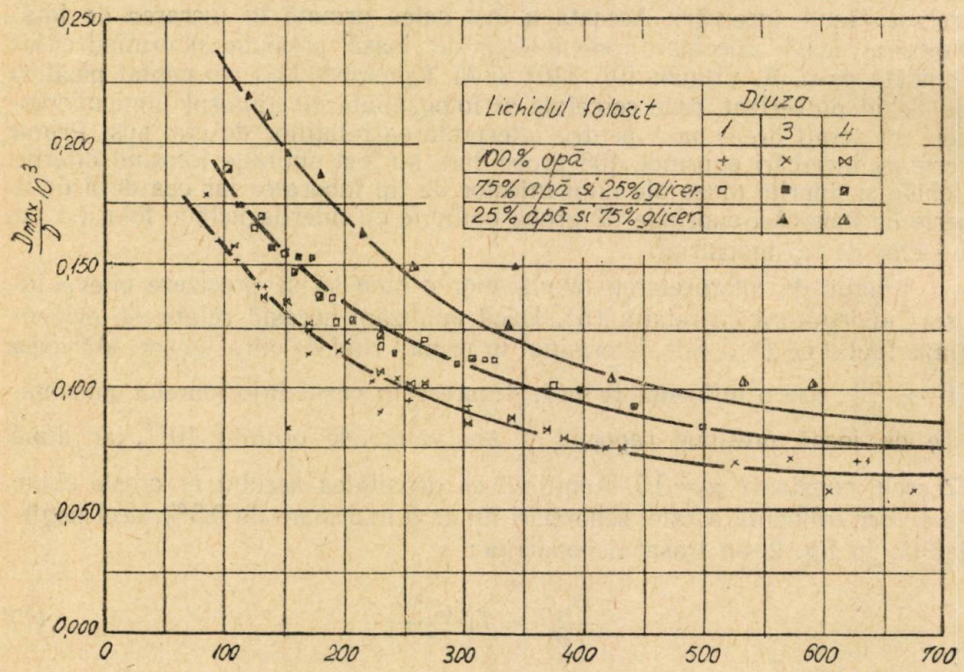


Fig. 2. Dependența $\frac{D_{max}}{D} = f(\Pi_2)$.

Pentru a ajunge pe cale empirică la o reprezentare mai bună a valorilor rezultate din încercări, s-a variat exponentul n, condiții mai favorabile obținîndu-se pentru $n = 1/14$, cînd punctele reprezentative se pot grupa într-un domeniu de dispersare destul de restrîns (fig. 4) mărginit de două drepte.

Pentru dreapta superioară se poate scrie următoarea ecuație:

$$D_{max\,r} = 3{,}66\,\Pi_2^{-0{,}475} \tag{11}$$

sau sub formă explicită:

$$D_{max} = 3{,}66\,\frac{D^{0{,}453}}{w^{0{,}95}}\,\frac{\eta_l^{1/7}\sigma^{0{,}4}}{\rho_e^{0{,}072}\,\rho_a^{0{,}475}} \tag{12}$$

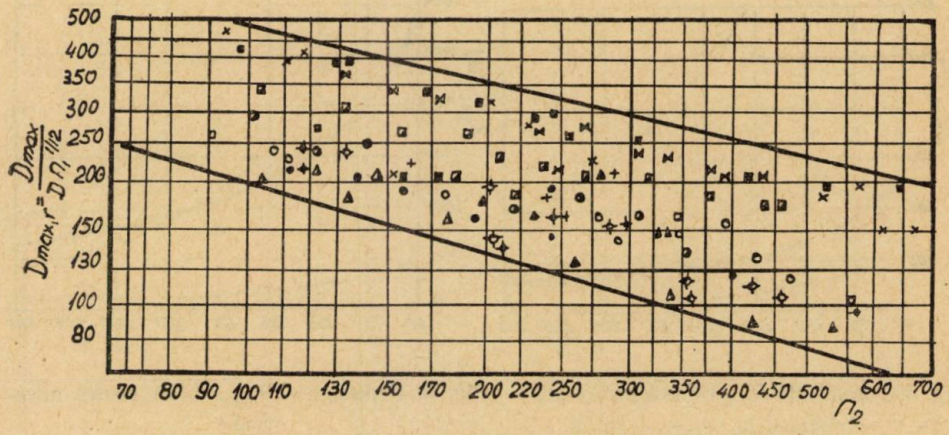


Fig. 3. Mărimea redusă a picăturilor în funcție de cifra Weber.

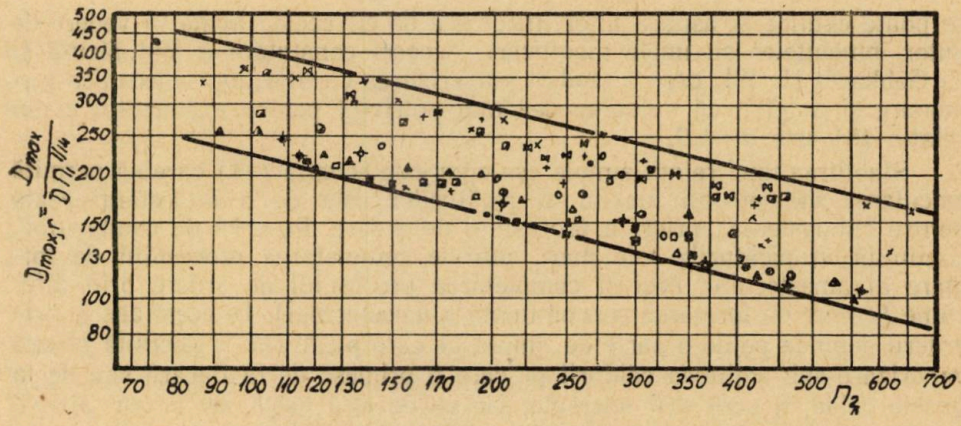


Fig. 4. Mărimea redusă a picăturilor în funcție de cifra Weber.

Din această relație rezultă că diametrul maxim crește o dată cu creșterea diametrului diuzei D, a vîscozității și a tensiunei superficiale și scade cu creșterea vitezei relative și a masei specifice a fluidului pulverizant și pulverizat.

Compararea valorilor rezultate din ecuația (11) cu cele obținute după ecuația lui Triebnigg (1), Bär [14] și Troesch (6) este prezentată în graficul din fig. 5 și 6. Din grafice rezultă că valorile diametrului maxim rezultate după ecuația 11 se apropie mult de cele rezultate din ecuația (6), remarcîndu-se însă simplitatea relativă a primei. Prin urmare se poate deduce că ecuația lui Troesch are un suport real și sfera ei de valabilitate

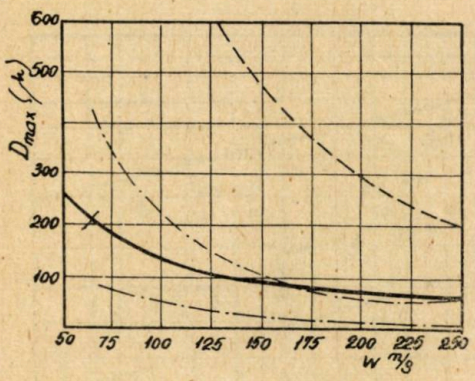


Fig. 5. Dependența $D_{max}=f(\omega)$ pentru apă : (– – – Triebnigg H. ; – . – . – Bär P. ; – – . – – . Troesch H. ; ——— ec. 12).

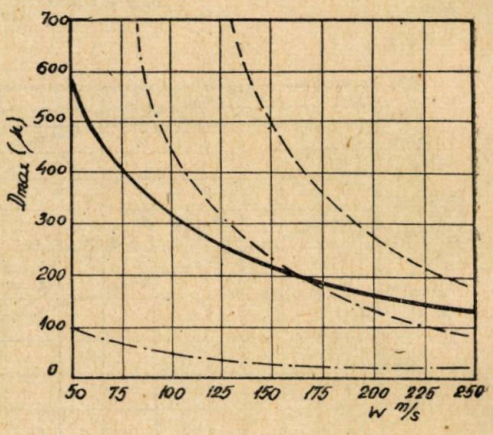


Fig. 6. Dependența $D_{max}=f(\omega)$ pentru glicerină : (– – – Triebnigg H. ; – . – . – Bär P. ; – – . – – . Troesch H. ; ——— ec. 12).

se poate extinde și asupra altor injectoare de cît acelea avute în vedere de autor, bineînțeles cu unele modificări. Aceeași constatare a fost făcută și de Gebhardt H. [8], care a studiat pulverizarea cu injectoare mecanice turbionare și a găsit că valoarea cea mai potrivită pentru exponentul e din relația (8) este $n=1/9$.

Stabilirea unei relații simple așa cum este ecuația (11) care să permită calcularea diametrului maxim al picăturilor este de o importanță reală pentru cunoașterea apriori a procesului de ardere. Rezerva de combustibil, conținută în picăturile cele mari, întîrzie completarea procesului de formare al amestecului, deci și completarea procesului de ardere prin difuziune (ardere cu formarea concomitentă a amestecului). În acest caz durata arderii depinde pe de o parte de timpul pe care picăturile le necesită pentru vaporizare sub acțiunea căldurii pe care o primesc de la flacără sau de la gazele calde în care sînt imersate, iar pe de altă parte, de timpul arderii scheletului de carbon al particolei, care are un rol important pentru combustibilii reziduali. În literatura de specialitate există relații pentru calculul timpului de evaporare [12] și al timpului de ardere [13].

De asemenea mărimea picăturii are un rol important în ceea ce privește penetrația și dispersiunea jetului, influențînd direct asupra stabilizării și formei flacării.

ОТНОСИТЕЛЬНО МАКСИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА КАПЕЛЬ ОБРАЗУЮЩИХСЯ ПРИ ПУЛЬВЕРИЗАЦИИ ЧЕРЕЗ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ФОРСУНКИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Максимальный диаметр капель образующихся в процессе пульверизации, имеет особую роль в процессе горения, влияя на продолжительность горения и силу света пламени, а также на пенетрацию и рассеяние струи. Поэтому предварительное определение максимального значения диаметра в зависимости од инвариантов, которые определяют пульверизацию, представляет собой большой интерес.

Исходя из результатов полученных Трэшом для механических форсунок центробежного типа, предлагается более простое отношение действительное для пневматических форсунок низкого давления. Это отношение, по сравнению с результатами полученными другим авторами дает удовлетворительные результаты.

SUR LE DIAMÈTRE MAXIMUM OBTENU À LA PULVÉRISATION DES COMBUSTIBLES À L'AIDE DES BRULEURS PNEUMATIQUES À BASSE PRESSION

(RÉSUMÉ)

Le diamètre maximum des gouttes qui se forment durant le processus de pulvérisation présente une importance particulière en ce qui concerne la combustion, en influenceant la durée de combustion, la luminosité de la flamme ainsi que la pénétration et la dispersion du jet.

Il est important de connaître apriori les valeurs du diamètre maximum en fonction des invariants qui déterminent la pulvérisation.

En partant des résultats des recherches, effectuées par Troesch sur les brûleurs à pulvérisation à pression, on a proposé une relation plus simple valable pour les brûleurs pneumatiques à basse pression.

On a établi la relation proposée se basant sur les essais expérimentaux.

BIBLIOGRAFIE

1. Triebnigg H., Fenomenele de suflare și injectare la motoarele Diesel. (Der Einglase und Einspritzvorgang bei Dieselmaschinen) Wien 1925.
2. Sanger E., Teoria pregătirii amestecului în combustii staționare. Brennstoffchemie 1951, 1—12 și 33—50.
3. Tyler E., Phil. Mag. 2, 136 (1931).
4. Miesse C., Industrial and Engineering Chemistry, 47, Nr. 9 1690—1701 (1955), apărut în revista sovietică Vaprosî rachetnoi tehnichi Nr. 6, 1956).

5. Holroyd I., J. Franklin Inst. 215, 93 (1933).
6. Troesch H., Chemie — Ingenieur — Technik, 26, Nr. 6 (suppl) 311—320 (1954).
7. Weber C., ZAMM, 2, 136 (1931).
8. Genhardt H., Maschinenbautechnik, 8 (1959) nr. 1, 33—39, nr. 2, 83—91 (Sisteme noi de arzătoare pentru păcură și gaz — IDT — 1960).
9. L. A. Vitman, B. D. Kaţnelson, M. M. Efros, *Voprosî aerodinamiki i teploperedacii v Kotelno — topocinih proţesah* — pag. 8 Gosenergoisdat 1958.
10. L. A. Vitman, *Unele legi de pulverizare a lichidului prin arzătoare pneumatice. Voprosî aerodinamiki i teploperedacii v Kotelno — topocinîh proţesah* — pag. 23. Gosenergoizdat. 1958.
11. M. Kuharev, Isledovanie raspîlivania i gorenia dizelnovo topliva — NAMI — Vîpusc 87 — Moskova 1959.
12. Ganz Aranguez, Arderea combustibililor lichiz. Anul VI-lea Congres FISITA, Roma 1956.
13. Thring M. W., Bulletin de l'Association Francais des Tehniciens du Pélrole, ian. 1955.

STUDIU EXPERIMENTAL AL DURABILITĂȚII CURELELOR TRAPEZOIDALE FABRICATE ÎN R.P.R.

DE

B. HOROVITZ

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 3—5 mai 1961

Transmisia prin curele trapezoidale joacă un rol important în construcția de mașini. Ea reprezintă, după angrenaje, cel mai răspîndit organ de transmitere mecanică a energiei și îndeplinește concomitent și funcția de element de siguranță în lanțul cinematic, cît și cea de amortizor de vibrații.

Curelele trapezoidale se dezvoltă necontenit datorită exigențelor crescînde ce i le impune construcția modernă de mașini. Aceasta a dus la o creștere continuă a capacității lor portante, care este determinată de 3 factori :

a) Capacitatea de tracțiune a curelei ;
b) Randamentul transmisiei cu curele ;
c) Durabilitatea curelei.

Dacă problema capacității portante și a randamentului transmisiilor cu curele a preocupat de multă vreme o seamă de cercetători ca : Jukovski, Petrov, Bach, Kammerer, Kutzbach, Micloși, Skutsch și alții, utilizarea transmisiilor rapide a impus studiul durabilității curelelor. Calculul curelelor la durabilitate a fost introdus de Reșetov și Levina pe baza datelor experimentale obținute la Țniitmaș, la Institutul de cercetări pentru cauciuc din U.R.S.S. și pe baza statisticei din exploatare.

Deoarece o seamă de probleme privind capacitatea portantă a curelelor trapezoidale fabricate în țară sînt insuficient cunoscute, ceea ce produce greutăți mari la utilizarea și standardizarea lor, s-a introdus studiul acestui organ de mașină ca temă de cercetare în cadrul catedrei de Rezistența materialelor și organe de mașini a Institutului politehnic din Timișoara.

Problema durabilității curelelor, ca și de altfel a tuturor organelor de mașini, prezintă o importanță deosebit de mare. Ea are două aspecte : mărirea durabilității curelelor și stabilirea durabilității unei curele care lucrează într-o transmisie anumită.

Prin mărirea durabilității se pot obține economii importante de curele și se reduc totodată opririle dese ale mașinilor din cauza ruperilor de curele.

Durabilitatea unei curele depinde de rezistența sa la oboseală. Se pot obține, în cazul încercării curelelor, curbe de tip Wöhler, asemănătoare celor obținute la încercarea metalelor. Spre deosebire de metale însă, diagramele de oboseală ale curelelor nu prezintă o ramură asimptotică, ceea ce înseamnă că la curele nu există o rezistență la oboseală propriu-zisă, ci o rezistență convențională la oboseală, corespunzătoare unui anumit număr de cicluri. Din punct de vedere practic, aceasta înseamnă că la curele nu putem avea decît o durabilitate limitată.

În cadrul colaborării dintre catedra de Rezistența materialelor și organe de mașini a Institutului politehnic din Timișoara și Combinatul de cauciuc Jilava s-a prevăzut într-o primă fază, studiul durabilității curelelor trapezoidale, fabricate de Combinatul de cauciuc Jilava și stabilirea de căi pentru mărirea durabilității acestora, aceasta fiind problema cea mai arzătoare. Este prevăzut să se studieze în continuare, atît capacitatea de tracțiune, cît și randamentul curelelor trapezoidale indigene. Prezenta comunicare prezintă rezultatele primelor încercări la durabilitate a curelelor, începute în octombrie 1960, care sînt încă în curs.

UTILAJUL UTILIZAT ȘI TEHNICA INCERCĂRILOR

Există două metode principial diferite de încercare a curelelor la durabilitate: în sarcină și în gol. Deoarece aproape toate datele experimentale obținute de diferiți cercetători din U.R.S.S., S.U.A., R.F.G. etc. sînt obținute în gol, pentru a avea un termen de comparație, încercările s-au executat în gol, încărcînd cureaua cu o tensiune inițială σ_0.

În acest scop s-a utilizat standul din fig. 1, a cărui schemă este prezentată în fig. 2.

Cureaua de încercat *3* se montează pe roțile de transmisie *1* și *2*, de același diametru $D(i=1)$. Roată de transmisie *1* este montată pe un arbore, în consolă, cuplat cu motorul de antrenare *4*. Roata de transmisie *2* este montată în lagărele *5*, de care se suspendă o greutate *6*, corespunzătoare tensiunii inițiale σ_0. Pentru a reduce greutățile necesare s-au utilizat discurile diferențiale *12, 13*, care permit o reducere de 5 ori a greutății necesare.

Înregistrarea alungirii plastice în timp se face automat cu ajutorul peniței *7*, legate de discul diferențial. Penița înscrie curba alungire-timp pe cilindrul *8*, acționat de un mecanism de ceasornic.

Numărul de rotații efectuate de roata de curea *1* se înregistrează la contorul *9*.

La ruperea curelei, lagărul *5*, prin intermediul degetului *10* acționează asupra întrerupătorului *11*, care deconectează motorul electric.

Motorul de antrenare *4* este un motor electric de curent continuu cu stator pendular, avînd puterea de 2 kW. S-a ales soluția antrenării cu motor de curent continuu pentru a putea menține la diferite diametre de roți și lungimi de curele, aceeași viteză periferică sau același număr de treceri pe secundă ale curelei peste roți.

Aparatul de pornire, reglare și control al motorului este fixat pe un tablou de comandă, montat separat.

Întregul sistem s-a etalonat în prealabil pentru a se stabili sensibilitatea și precizia măsurătorilor.

În cursul experienței se pot varia următorii parametrii:

a) tensiunea inițială din curea

$$\sigma_0 = \frac{G}{2A_c}$$

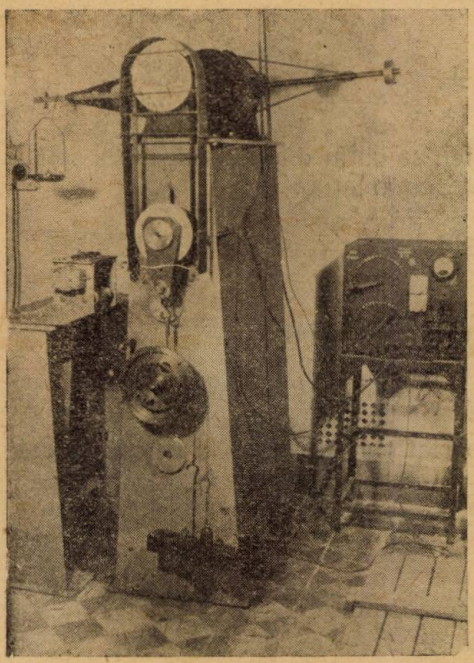


Fig. 1. Fotografia standului de încercat curele la durabilitate.

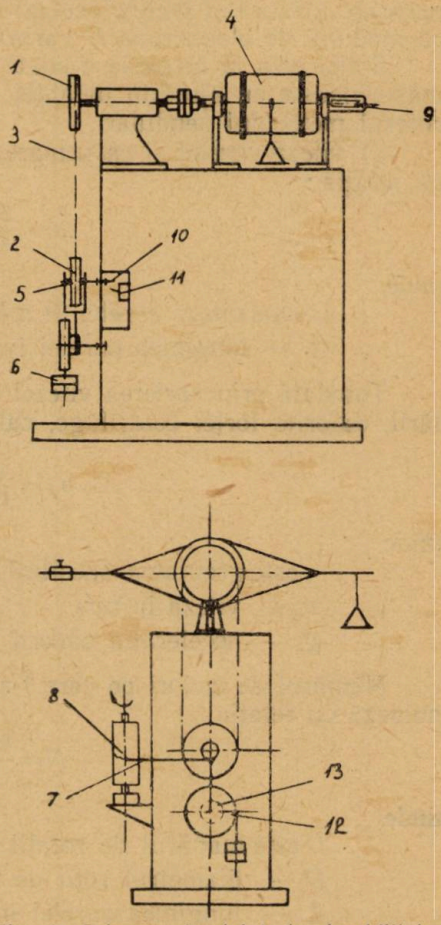


Fig. 2. Schema standului de durabilitate.

unde

G este greutatea ce acționează asupra curelei și

A_c — secțiunea curelei

b) solicitarea la încovoiere

$$\sigma_i = \frac{h}{D} E$$

unde

h este grosimea curelei (înălțimea trapezului),

D — diametrul roților de curea,

E — modulul de elasticitate de calcul (ce ține seama concomitent de elasticitatea cordului, a cauciucului și a mantalei).

Solicitarea la încovoiere se variază utilizînd un sortiment de roți de curea corespunzător curelei încercate (șaibe de diametre mai reduse pentru curele de secțiuni mai mici). De altfel, solicitarea la încovoiere variază în oarecare măsură și pentru aceeași roată de curea utilizată datorită faptului că modulul de elasticitate E variază cu tensiunea inițială σ_0.

Solicitarea la încovoiere poate fi determinată, cu oarecare aproximație, măsurîndu-se cu ajutorul balanței *14* momentul de reacție între statorul și rotorul motorului pendular.

c) viteza curelei și ca urmare, numărul de cicluri pe secundă, calculat cu relația:

$$u = \frac{2v}{L} \text{ cicluri/sec}$$

unde

v este viteza curelei în m/s și

L — lungimea curelei în m.

Totodată prin varierea vitezei curelei, se obțin diferite valori ale solicitării, datorite forței centrifuge, calculate cu relația:

$$\sigma_f = \frac{\gamma v^2}{10g} \text{ kgf/cm}^2$$

unde

γ este greutatea specifică a curelei în kgf/dm^3

v — viteza în m/s

g — accelerația căderii libere în m/s^2

Numărul de cicluri pe care l-a suportat cureaua pînă la rupere se calculează cu relația:

$$N = \frac{2U\pi D}{L} \text{ cicluri}$$

unde

U este numărul de rotații citit pe contor,

D — diametrul roții de curea și

L — lungimea curelei în m.

REZULTATELE INCERCĂRILOR

S-au încercat curelele 17×11 de 1400 mm lungime cu inserție de cord de bumbac și curelele 17×11 de 2240 mm lungime, cu cord de viscoză, ambele tipuri de curele avînd o manta de pînză cauciucată.

În figurile 3 și 4 sînt indicate valorile în coordonate semilogaritmice, număr de cicluri — solicitare maximă.

Solicitarea maximă s-a calculat în relația

$\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_f + \sigma_i$ kgf/cm^2, solicitările fiind determinate așa cum s-a arătat mai sus.

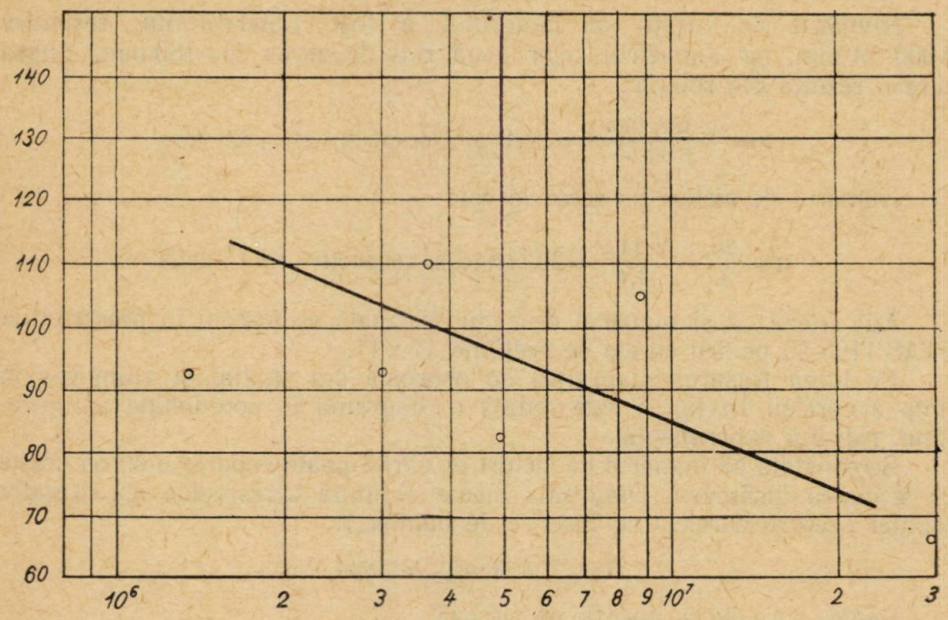


Fig. 3. Diagrama de oboseală a curelelor trapezoidale 17×11×1 400 cu cord de bumbac (D=180 mm, n=1 500 rot/min).

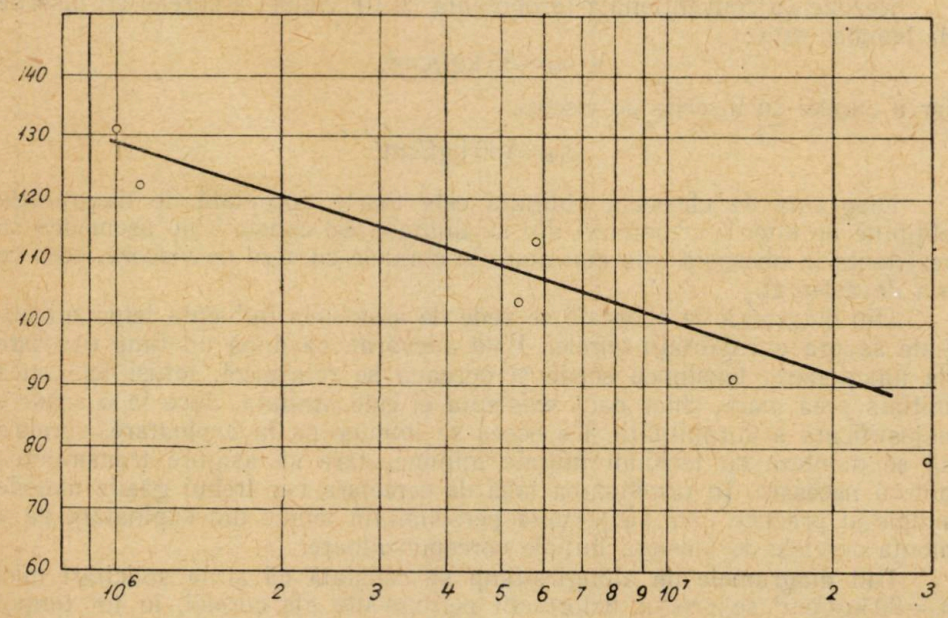


Fig. 4. Diagrama de oboseală a curelelor trapezoidale 17×11×2 240 cu cord de viscoză (D=180 mm, n=2 000 rot/min).

Numărul de turații al motorului a fost 1 500 rot/min, respectiv 2 000 rot/min, iar diametrul celor două roți de curea $D=180$ mm. Viteza curelei rezultă din relația :

$$v=\frac{\pi\cdot 180\cdot 1500}{1000\cdot 60}=14{,}1 \text{ m/s respectiv } v=18{,}8 \text{ m/s}$$

Numărul de cicluri pe secundă este

$$u=\frac{2v}{L}=\frac{2\cdot 14{,}1}{1{,}4}=20 \text{ cicluri/s, respectiv } u=17 \text{ cic/s}$$

Atît viteza cît și numărul de cicluri/secundă se înscriu în prescripțiile STAS 1163-50 pentru curele de secțiune 17×11.

Pe lîngă trasarea diagramei de oboseală s-a studiat și alungirea în timp a curelei. În fig. 5 este redată o diagramă în coordonate alungire-timp, ridicată experimental.

Se constată că numărul de cicluri pe care-l poate suporta o curea crește cu scăderea încărcării. Diagrama medie obținută corespunde aproximativ relației (pentru curelele cu inserție de bumbac).

$$N\cdot\sigma_{max}^{m}=N\cdot\sigma_{max}^{5,4}=\text{const}$$

Pentru curelele cu inserție de viscoză

$$N\cdot\sigma_{max}^{m}=N\cdot\sigma_{max}^{7,2}=\text{const}$$

Rezistența convențională la oboseală la 10^7 cicluri a curelei cu inserție de bumbac este :

$$\sigma_{0b}=85 \text{ kgf/cm}^2,$$

iar a curelei cu inserție de viscoză

$$\sigma_{0b}=100 \text{ kgf/cm}^2.$$

Diagrama de oboseală obținută este foarte apropiată de diagramele obținute de diferiți cercetători din străinătate. Se constată de asemenea că rezistența la oboseală este mai mare la curelele cu cord de viscoză, ceea ce era de așteptat.

Din diagrama de oboseală se vede de asemenea influența tensiunii inițiale asupra durabilității curelei. Este adevărat, că după un timp oarecare de funcționare, tensiunea scade și cureaua se relaxează, totuși tensiunea inițială prea mare, chiar dacă existența ei este limitată, duce la o scădere nejustificată a durabilității. De aceea se impune ca în exploatare, curelele să se monteze cu tensiuni inițiale minime, care să asigure transmiterea puterii necesare. În următoarea fază de cercetare vor trebui găsite metode simple și practice care să permită personalului tehnic din exploatare de a monta curelele de tensiuni inițiale corespunzătoare.

Din diagramele de alungire-timp se constată că și la solicitări mici $\sigma_0=20$ kgf/cm² se produc deformații permanente ale curelei, în tot timpul încercării. La încercarea cu $\sigma_0=20$ kgf/cm² la care durata încercării s-a extins pe 17 zile (408) ore, cureaua s-a deformat continuu.

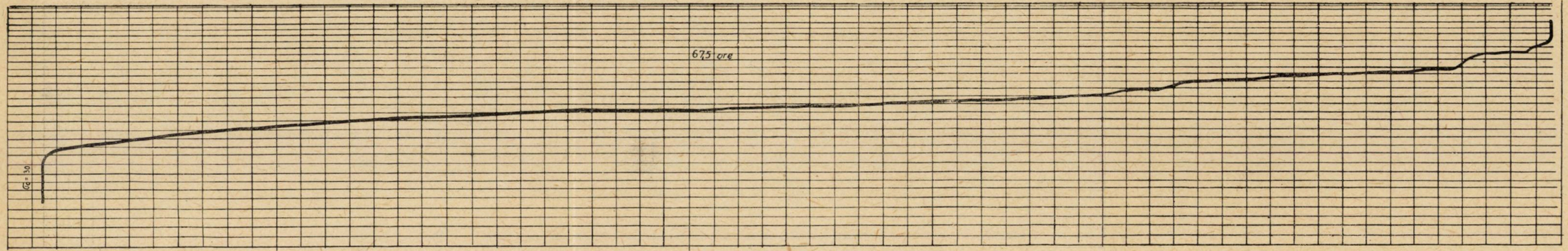


Fig. 5. Diagrama de alungire a unei curele trapezoidale în timpul încercării.

Cu cît durata încercării a fost mai lungă, deformația a fost mai mare.

$\sigma_0 = 35$ kgf/cm^2	40 ore	13 mm
$\sigma_0 = 30$ kgf/cm^2	67,5 ore	17 mm
$\sigma_0 = 20$ kgf/cm^2	408 ore	20 mm

Din această diagramă rezultă concluzia că prescripțiile standardului privitor la diferențele de lungime ale curelelor dintr-un sortiment (set) care lucrează în paralel, trebuie verificate experimental, căci este posibil ca să poată funcționa în mod corespunzător și curele cu toleranțe de lungime mai largi datorită deformației plastice pe care le suferă. După o serie de încercări rămîne să se aprecieze dacă nu este cazul să se treacă la revizuirea standardului.

Din studiul procesului de rupere a curelei, datorită solicitărilor variabile, pe care le suportă în timp s-au constatat următoarele:

La cele mai multe curele, ruperea curelei a pornit de la fibra exterioară (baza mare a trapezului), lucru de altfel normal, căci aceasta este fibra cea mai solicitată. Procesul de destrămare s-a desfășurat în felul următor:

Intîi s-a desprins — în anumite zone — mantaua și o parte din cordul lipit de ea. Influența acestor desprinderi s-a putut observa și asupra deformației, căci apar creșteri brusce ale deformației (vezi fig. 5). Cauza acestor desprinderi este legată de procesul tehnologic de fabricare a curelelor trapezoidale. În cadrul procesului tehnologic, după vulcanizare în matriță, bavurile produse se taie. Ori, tocmai aceste locuri, unde stratul exterior este tăiat sînt amorse de ruptură. Pe această bază s-a recomandat combinatului să evite pe cît posibil, aceste tăieri.

Tot în procesul de cercetare s-a putut constata că șaiba liberă (fig. 2) bate. Aceste bătăi sînt cauzate și de faptul că vulcanizarea făcîndu-se în etape, anumite porțiuni se vulcanizează de două ori, motiv pentru care sînt mai rigide și duc la un mers neliniștit. De altfel, aceste bătăi și vibrații contribuie la scăderea durabilității. De aceea s-a recomandat să se introducă procesul de vulcanizare continuă, ceea ce va mări durabilitatea curelelor trapezoidale fabricate de combinat.

CONCLUZII

1. Se constată că rezistența la oboseală a curelelor trapezoidale fabricate în țară este apropiată de cea a curelelor trapezoidale de același tip, fabricate în străinătate (U.R.S.S., R.F.G., S.U.A.).

2. Se constată de asemenea o creștere a rezistenței la oboseală cu 15...20% la utilizarea viscozei în locul bumbacului, ca inserție.

3. Mecanismul ruperii și bătaia curelei a permis să se tragă concluzii asupra unor defecțiuni în tehnologia de fabricație a curelelor. Soluțiile propuse și verificate experimental vor contribui la mărirea durabilității curelelor.

4. Deoarece alura diagramei de oboseală (exponentul m) joacă un rol considerabil în aprecierea (calculul) durabilității unei curele, se impune o

determinare mai precisă a acestuia, pe baza unui număr mai mare de încercări.

5. Ținînd seama de influența tensiunii inițiale asupra durabilității curelei, se impune construirea de dispozitive simple care să permită personalului de exploatare să monteze curelele cu tensiuni inițiale optime.

6. Deoarece încercările s-au efectuat în gol, cu un raport de transmitere *1*, vor trebui efectuate încercări pentru stabilirea influenței raportului de transmitere și a mersului în sarcină (cu aceleași solicitări) asupra durabilității.

Mai urmează să se studieze influența tensiunii inițiale, a diametrului șaibelor, a materialului și a calității canalelor de curea din șaibe asupra durabilității curelelor.

Acest vast program de cercetare a durabilității cît și a capacității de tracțiune și a randamentului curelelor va contribui la îmbunătățirea calității curelelor fabricate în țară, așa cum ne cer documentele de partid.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРАПЕЗОИДАЛЬНЫХ РЕМНЕЙ, ВЫПУСКАЕМЫХ В РУМЫНСКОЙ Н. Р.

(РЕЗЮМЕ)

Показаны результаты испытаний на долговечность трапезоидальных ремней выпускаемых в Р.Н.Р. Анализ результатов испытаний позволяет сделать выводы о характеристиках долговечности отечественных трапезоидальных ремней. Констатируется улучшение характеристик долговечности заменой тканевого корда кордом из вискозы.

Проведенные испытания показали, что существуют пороки в технологии изготовления ремней; их устранение способствует повышению долговечности трапезоидальных ремней, выпускаемых в стране.

L'ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DE LA DURABILITÉ DES COURROIES TRAPÉZOÏDALES FABRIQUÉES DANS LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

(RÉSUMÉ)

On présente les résultats des essais sur la durabilité des courroies fabriquées dans la République Populaire Roumaine.

L'analyse des résultats des essais nous permet de conclure sur les caractéristiques de durabilité des courroies indigènes.

On constate aussi une amélioration des caractéristiques de durabilité par l'emploi de l'insertion de viscose au lieu de la corde de cotton.

Les essais ont montré l'existence des défauts dans la technologie de fabrication des courroies.

DIN PRACTICA DE TURNĂTORIE

DE

C. BAKONYI

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

1. Industria de mașini aprovizionînd economia națională în toate domeniile din ce în ce mai vaste ale tehnicii moderne și variate, trasează sarcini importante și în fața turnătoriilor.

Datorită activității insuficiente a unor organe de documentație tehnică, unele realizări practice și economice în turnătorii, nu se popularizează destul de larg în fabricație.

Noi știm bine că în dominația capitalistă, turnătoriile au fost niște sectoare vitrege, neglijate din toate punctele de vedere (productivitate, tehnică nouă, tehnica securității etc.).

În ultimii ani am fost solicitat de unele întreprinderi să colaborez la cercetarea unor cauze care provoacă greutăți la executarea procedeelor de turnare și fac piesele turnate poroase (rebut). Unele propuneri le pot rezuma în următoarele:

2. La o uzină mi s-a pus întrebarea — cînd piese turnate și cînd piese sudate? În multe cazuri analiza tehnico-economică a acestei probleme se poate rezolva prin stabilirea mărimii efective a seriilor de fabricație „n".

La o egalitate a costului:

$$C_s = C_t + \frac{M}{n}$$

în care:

C_s — costul unei piese sudate;
C_t — costul unei piese turnate;
M — costul modelului și al cutiilor de miez.

Punctul critic va fi: $n = \frac{M}{C_s - C_t}$ (fig. 1).

Evident că la mai multe construcții și greutatea pieselor, respectiv necesitatea de materiale joacă un rol important — fonta avînd rezistența de 12 kgf/mm², iar oțelul 38 kgf/mm².

3. În multe cazuri rebuturile se datoresc faptului că compoziția amestecului de diferite feluri de fontă nu corespunde scopului urmărit. O analiză chimică se face rar, adică conținutul elementelor în fontă rămîne un factor necunoscut. Se adaugă fontei o cantitate considerabilă de oțel vechi.

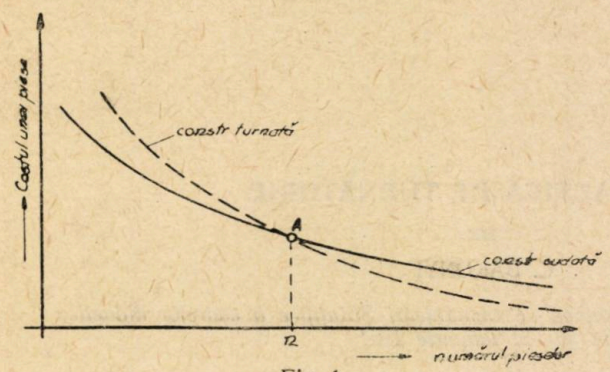


Fig. 1.

Fonta — mai cu seamă fonta veche — să fie sortată în trei clase după conținutul de fosfor și anume :

a) fonta de țevărie (radiatoare) cu 1,5...1,7% fosfor,

b) fonta ordinară cu cca. 0,15% fosfor și

c) fonta de mașini cu 0,80...1,00% fosfor.

Conținutul de carbon al fontei trebuie să fie între 3,20... 3,50%. Conținutul de siliciu cel puțin 1,80% (la grosimea pereților de peste 40 mm poate fi mai scăzut —1,20%).

Conținutul de mangan să fie minimum 0,40% (la 0,06% sulf) și 0,54% (la 0,14% sulf).

Să evităm utilizarea în cantități mai mari (peste 30%) a maselotelor sau a pieselor rebutate, care conțin multe retasuri grafitoase.

La epruveta de încercare, trecerea fontei cenușii în fontă albă să fie progresivă. Trebuie să avem un strat intermediar de fontă pestriță. O trecere bruscă a stratului de fontă cenușie în fontă albă înseamnă că conținutul de mangan nu este suficient pentru neutralizarea sulfului, sau temperatura fontei nu corespunde, sau fonta este oxidată.

Am observat, că în unele turnătorii, ferosiliciul care servește la ameliorarea fuzibilității fontei se aruncă în fontă lichidă scursă în oala de turnătorie. Pentru o distribuire uniformă în fontă a siliciului adăugat sub formă de ferosiliciu, acesta din urmă să fie pus în fundul oalei goale peste care se varsă fonta lichidă din cubilou.

4. Deși cubiloul există de cîteva secole și a rămas principalul agregat pentru retopirea fontei, totuși, cum am observat că nu există pînă în prezent o părere unitară asupra procedeului care are loc în cubilou, mai cu seamă la arderea combustibilului.

Arderea combustibilului — cocs de turnătorie — are loc într-un strat gros și compoziția gazului obținut este practic nereglabilă. În prima zonă are loc arderea, formîndu-se CO_2 și CO iar în zona a doua are loc reducerea CO_2. Durata descompunerii a CO_2 în CO depinde de temperatura (la 1 200 °C — 0,5 sec iar la 800 °C — 20 sec.).

Funcționarea cubiloului este apreciată după cantitatea CO_2. Dacă gazul de evacuare conține mult CO_2, se consideră că combustibilul arde complet și că cubiloul funcționează bine și economic.

Compoziția gazului și funcționarea cubiloului depinde în parte mare de mărimea bucăților de cocs utilizat.

La un cocs mărunt, zona de ardere este concentrată cu o temperatură înaltă, cu o capacitate mai mare de CO decît la arderea unui cocs de granulație mai mare. În acest din urmă caz, zona de ardere se întinde mult în sus și fonta va curge din cubilou cu temperatură scăzută. De aceea, fără de a ține seama de supraîncălzirea fontei nu se poate aprecia funcționarea cubiloului după conținutul de CO_2 și un conținut mai mare de CO_2 nu este o dovadă pentru funcționarea bună a cubiloului.

Singurul criteriu pentru funcționarea bună a cubiloului este temperatura înaltă în zona de ardere și de reducere.

Compoziția gazului din cubilou este influențată de cantitatea și calitatea combustibilului ars, precum și de metoda de alimentare, de compoziția și temperatura aerului, de care depinde temperatura în diferite zone ale cubiloului. Deoarece la creșterea capacității de reacție a combustibilului, crește și viteza de ardere, rezultă, că la introducerea aceleași cantități de aer, cantitatea de combustibil arsă în unitatea de timp va fi mai mare la fel ca și productivitatea cubiloului.

Oxigenul se va consuma în cazul acesta într-un spațiu cu înălțime mai mică, decît la arderea unui combustibil cu reactivitate mai redusă.

Avînd în vedere, că la folosirea unui combustibil activ diferența de temperatură va fi mai mare, rezultă că și supraîncălzirea fontei trebuie să fie mai mare, decît la retopirea cu un combustibil cu reactivitate slabă. În cel de al doilea caz picăturile de fontă vor parcurge un drum mai lung în zona cu temperatură mai redusă. În schimb însă se poate constata la funcționarea cubilourilor cu aer îmbogățit cu oxigen sau cu aer preîncălzit, cînd zona de ardere este mai îngustă în comparație cu folosirea aerului rece, că fonta va fi mai fierbinte.

Cocsul să aibe o greutate volumetrică suficientă, să fie curat, rezistent, cu granulație corespunzătoare și temperatura lui de ardere să fie destul de înaltă.

Variația în compoziția gazului de la zona de ardere pînă la gura de alimentare a cubiloului, este determinată și de îmbogățirea gazelor cu volatile din combustibil și din fondanți și într-o măsură mai mică de descompunerea bioxidului de carbon.

Condiția principală pentru supraîncălzirea fontei în cubilou este o diferență mare între temperatura gazelor și a fontei iar nu un drum lung pentru picăturile de fontă printr-un spațiu cu temperatura scăzută.

La fiecare alimentare (șarjă) se dă în cubilou 80 kg cocs/m² — cocs bun și corespunzător.

La un cocs de calitate inferioară să nu mărim cantitatea cocsului pe șarjă ci să micșorăm proporțional cantitatea fontei. Aceasta pentru a evita „astuparea" cu cocs și pentru a asigura supraîncălzirea fontei. De la un cocs de proastă calitate (cu multă umiditate, cenușă, sulf etc.) nu putem aștepta același efect de topire, ca de la un cocs de calitate superioară.

Multe rebuturi se provoacă în urma dimensiunilor greșite ale rețelelor de turnare. Nu se respectă secțiunile optime a canalelor de turnare la care

rebuturile și consumul de metal se reduc la minimum. Secțiunile porțiunilor rețetelor de turnare: canalele de alimentare, colectoarele de zgură și piciorul de turnare (maselot) trebuie să fie determinate pe baza greutății piesei (G în kgf) și a grosimii predominante a pereților (s în mm).

Pentru determinarea secțiunilor totale S a canalelor de alimentare., formula cea mai corespunzătoare este:

la forme crude: $S = \frac{\sqrt{G}}{\sqrt[6]{s}}$ în cm²

la forme uscate: $S = \frac{\sqrt{G}}{\sqrt[4]{s}}$ în cm²; iar,

durata turnării: $t = \sqrt[3]{s} \cdot \sqrt{G}$ sec.

Pentru nomografierea formulelor de mai sus (fig. 2), pe scara orizontală (I) se trece greutatea piesei în kgf iar pe scara verticală (II) secțiunea

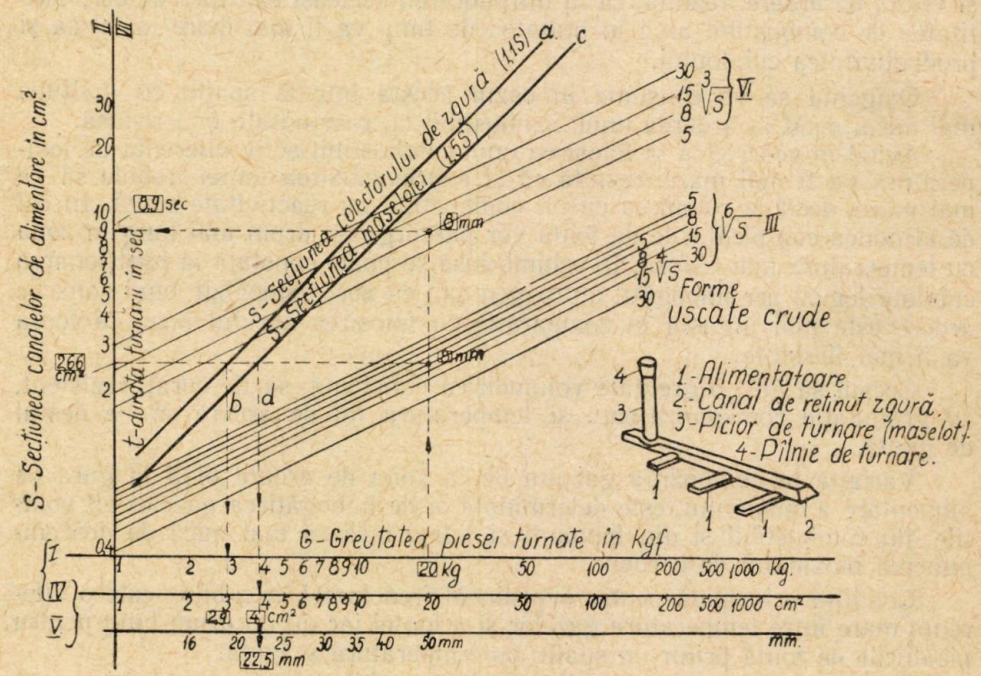


Fig. 2.

totală a canalelor de alimentare în cm². Grosimile cele mai frecvente de turnat se înfățișează sub forma unui snop de parametri — în cazul de față s=5, 8, 15 și 30 mm (III).

Practica arată că între secțiunile de la diferitele porțiuni ale rețelei de turnare să fie următorul raport:

Canalele de alimentare ale formei: Colectorul de reținut zgură: Piciorul de turnare (maselot) = 1; 1,1; 1,5.

De la diviziunea de pe scara I se duce o linie perpendiculară pînă la întretăierea ei cu linia grosimii predominante a pereților III. Linia orizontală trasă spre stînga arată pe scara verticală II secțiunea totală a canalelor de alimentare în cm². Întretăierea acestei linii orizontale cu linia colectoarelor de reținut zgură — și cu linia piciorului de turnare se proiectează pe scara IV (=I) unde se arată prin intermediul parametrului $a(1{,}1\ S)$ respectiv al liniei verticale b secțiunea colectorului de zgură în cm² (IV), iar prin intermediul parametrului $c(1{,}5\ S)$ și al liniei verticale d se determină suprafața piciorului de turnare (maselote) în cm². Diametrul piciorului de turnare se arată prin scara V recalculat în mm.

De exemplu la $G=20$ kgf (I) și la $s=8$ mm (III) — piesa fiind turnată în formă uscată — va fi $S=2{,}66$ cm² (II); secțiunea colectorului de zgură $\cong 2{,}9$ cm² și diametrul piciorului de turnare $\cong 3{,}99$ cm² (IV=I), care corespunde unui diametru de $\cong 22{,}5$ mm.

Pentru a determina durata turnării, prelungim linia verticală trasă pe scara I (la $G=20$ kgf) pînă la întretăierea ei cu linia oblică $\sqrt[3]{s}=\sqrt[3]{8}$ (VI) și linia orizontală trasă spre stînga arată durata turnării în funcție [pe scara VII (=II)] de grosimea predominantă a pereților și de greutatea pieselor — $t=8{,}9$ sec.

Modernizarea turnătoriilor, introducerea tehnicii înaintate și a procedeelor moderne — în vederea măririi productivității pînă la maximum cu un minimum de cheltuieli și în vederea ameliorării condițiilor de muncă în ele, tendința este ca piesele turnate pe cît se poate să nu mai fie semifabricate, care mai necesită diferite prelucrări mai cu seamă prin așchiere ci să fie piese finite, turnate cu dimensiuni definitive pentru a realiza o economie considerabilă de manoperă și material.

Să ținem cont, că turnătoria s-a dezvoltat în anii de democrație populară dintr-o meserie într-o secție tehnico-științifică, într-un laborator. Lîngă modeliști mai funcționează și lăcătuși și montatori de modele și constructori de forme de oțel (turnare în cochilie). Formele și miezurile se confecționează mecanic la o serie de mașini. Apar și alte secții și activități: laboranți, roentgenologi, controlori etc. Necesitatea experiențelor de înaltă calificare s-a mărit din cauza importanței tot mai crescînde a construcțiilor de mașini și în vederea măririi numărului pieselor confecționate prin turnare, care s-au făcut în trecut prin forjare.

Pretențiile tot mai crescînde ale industriei moderne dau cercetărilor o amploare mai largă în domeniul turnării și pretind dezvoltarea rapidă a acestei ramuri industriale din punct de vedere tehnic, economic și organizatoric.

La confecționarea modelelor se începe utilizarea materialelor plastice (rășini sintetice).

Adevărat, că cele mai multe piese se toarnă în forme de nisip natural, totuși nisipul sintetic (nisip și bentonită) cîștigă terenul. Încercarea amestecurilor de formă se face și la temperatura înaltă (de turnare), pentru stabilirea rezistenței nisipului la cald.

Amestecul de formă mai ales pentru nisipuri, se prepară cu sticlă solubilă întărită prin bioxid de carbon.

Pentru micșorarea rebuturilor se studiază științific locul și dimensiunile maselotelor, întreaga rețea de turnare, viteza turnării, încălzirea unor porțiuni în vederea răcirii mai lente și fenomenele de solidificare.

Aerul vicios încărcat cu praf și fum, provoacă foarte des îmbolnăvirea personalului. Tehnica modernă face tot posibilul pentru aerisirea suficientă a turnătoriilor și condiționarea aerului în ele.

Trebuie să întărim prin toate mijloacele colaborarea creatoare între știință și producție și în turnătorii, deoarece o asemenea colaborare îmbogățește știința cu experiența practicii, ajutîndu-i pe tehnicienii din practică să rezolve problemele care stau în fața lor. Aici avem încă mult de făcut.

În anul 1961, catedra noastră se va ocupa cu îmbunătățirea elaborării fontei în cubilou și a condițiilor de turnare a batiurilor strungului la Uzina I. Rangheț Arad, dînd și unele principii care servesc la mecanizarea alimentării cubiloului, lucrînd cu aer preîncălzit.

ИЗ ПРАКТИКИ ЛИТЬЯ

(РЕЗЮМЕ)

Излагаются некоторые причины браков при отливке чугунных и медных деталей, а также деталей из легких сплавов, на различных заводах. Указываются и положительные результаты в удалении этих недостатков. Подчеркивается большое значение литья в современном машиностроении.

DE LA PRATIQUE DES FONDERIE

(RÉSUMÉ)

On montre certaines causes qui donnent du rebut au coulaj des pièces en fonte, an resumant aucunes fautes les plus frequentes constatées par des enquêtes industrielles dans certaines entreprises ainsi que les remèdes proposés et en partie appliquées avec succès.

BIBLIOGRAFIE

1. P. N. Axenov, *Turnătoriile* — C.F.R. 1949.
2. A. A. Rîjicov, *Bazele teoretice ale turnării* — Ed. Tehnică 1947.
3. Revista : Turnătoria — I.D.T. București.

ASUPRA ERORILOR DATORITE SCHIMBULUI CALORIC DINTRE PLACA DE ÎNCĂLZIRE ȘI PLACA DE PROTECȚIE ÎN DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE CONDUCTIVITATE TERMICĂ PRIN METODA PLĂCII

DE

BARBU VIRGIL

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Influența schimbului caloric trebuie privită sub două aspecte și anume:

a) influența schimbului caloric dintre placa de încălzire și placa de protecție și

b) influența schimbului caloric dintre probă și mediul ambiant.

Schimbul caloric dintre placa de încălzire și cea de protecție se explică prin următoarele:

S-a arătat într-o comunicare anterioară [1] că variația fluxului termic activ, în cazul aparatelor cu alimentare directă de la rețea, nu poate fi realizată continuu ci numai în trepte. Rezultă astfel că, la o diferență de temperatură dată, este foarte puțin probabil a găsi o treaptă a cărei încălzire să corespundă cu exactitate rezistenței termice a probei; energia degajată de placa de încălzire va fi fie mai mică, fie mai mare decît aceea corespunzătoare fluxului termic efectiv prin probă, diferența fiind preluată de către placa de protecție.

Dacă notăm cu Q_e kcal/h fluxul termic corespunzător rezistenței termice a probei și diferenței de temperaturi admise, erorile suplimentare datorite schimbului de căldură inevitabil dintre placa de încălzire și cea de protecție sînt evident minime în cazul unei funcționări discontinui a încălzirii, cu degajarea unui flux (în perioada de conectare) $Q_0=2Q_e$. Este o soluție modernă mult mai favorabilă — sub aspectul erorilor prin schimbul caloric amintit — și mai comodă decît funcționarea continuă cu aducerea, discutabilă de altfel, a plăcii de încălzire și celei de protecție la aceeași temperatură și poate fi aplicată atît pentru plăci de protecție încălzite electric cît și pentru plăci încălzite prin fluide de termostatare. În plus, încălzirea intermitentă asigură o scurtare a duratei de intrare în regim staționar a fluxului termic prin probă la cca. 25% [2].

La o diferență de temperatură dată, egalitatea

$$Q_0 = 2Q_e \tag{1}$$

nu poate fi satisfăcută însă decît numai aproximativ, deoarece fluxul real Q — corespunzător celor z încărcări posibile ale rezistenței de încălzire — este diferit, în general, de fluxul Q_0; treapta de încălzire optimă va fi, în consecință, treapta pentru care diferența $|Q-Q_0|$ este minimă.

Deoarece raporturile dintre fluxurile termice a două trepte succesive este, după cele arătate anterior [1],

$$\frac{Q_n}{Q_{n-1}} = e^{\beta}, \tag{2}$$

raportul dintre timpul de conectare $\Delta\tau_i$ al rezistenței de încălzire și timpul unei perioade complete $\Delta\tau$ va trebui să satisfacă condiția

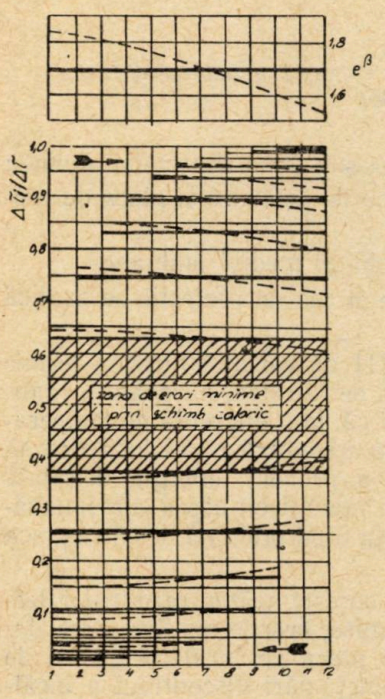


Fig. 1. Variația raportului $\Delta\tau_i/\Delta\tau$ pentru diferite trepte de încălzire față de treapta optimă.

$$\frac{1}{1+e^{\beta}} \leqslant \frac{\Delta\tau_i}{\Delta\tau} \leqslant \frac{e^{\beta}}{1+e^{\beta}} \tag{3}$$

relație dedusă din condiția ca $\Delta\tau_i/\Delta\tau$ să aibă abateri egale față de valoarea optimă (0,5), atunci cînd se lucrează fie cu fluxul Q_n fie cu fluxul Q_{n-1} între care se află fluxul $Q_0 = 2Q_e$. Pornind de la această relație, se poate stabili ușor că abaterea fluxului termic real Q față de fluxul Q_0 satisface relația.

$$\frac{1}{2}\left(1-\frac{1}{e^{\beta}}\right) \leqslant \frac{|Q-Q_0|}{Q_0} \leqslant \frac{1}{2}(e^{\beta}-1). \tag{4}$$

Relația (3) este de importanță practică deosebită, permițînd stabilirea rapidă, fără tatonări, a treptei optime de încălzire: pentru o rezistență termică de măsurat dată, există o singură treaptă de încălzire al cărei raport $\Delta\tau_i/\Delta\tau$ îndeplinește condiția (3) și aceasta este treapta optimă; în cazul că treapta considerată nu corespunde (relația nu este verificată), aceeași relație ne arată de asemenea și în ce sens trebuie să acționăm.

Pentru exemplificarea numerică considerată în lucrarea amintită [1], valorile raportului $\Delta\tau_i/\Delta\tau$ pot fi urmărite în fig. 1, atît pentru treapta optimă de încălzire (zona hașurată) cît și pentru trepte mai mult sau mai puțin îndepărtate de aceasta. Se observă că raportul $\Delta\tau_i/\Delta\tau$ trebuie să satisfacă relația $0{,}371 \leqslant \Delta\tau_i/\Delta\tau \leqslant 0{,}629$, pentru care $20{,}6\% \leqslant \leqslant (|Q-Q_0|\ Q_0)\ 100 \leqslant 35\%$. După valoarea măsurată a raportului $\Delta\tau_i/\Delta\tau$, cu

ajutorul acestei diagrame se poate verifica imediat dacă regimul de funcționare al aparatului corespunde treptei optime de încălzire și, în caz contrar, în ce sens trebuie să acționăm asupra modificării încălzirii și chiar cu cîte trepte. Diagrama din fig. 1 apare astfel drept o diagramă de lucru de utilitate deosebită în exploatarea oricărui aparat cu încălzire discontinuă ; liniile întrerupte din această diagramă corespund valorilor măsurate ale aparatului cercetat *).

Eroarea suplimentară datorită schimbului caloric între placa de încălzire și cea de protecție este dificil de estimat, depinzînd nu numai de raportul $\Delta\tau_i/\Delta\tau$ ci și de legea de variație a temperaturii plăcii de încălzire în jurul temperaturii plăcii de protecție precum și de amplitudinea acestor variații, funcție la rîndul ei de sensibilitatea termocuplului și milivoltmetrului de contact utilizat, ca organe de comandă ale conectării și deconectării.

In cazul unor variații liniare, de exemplu, de amplitudini egale (v. fig. 2 *b*), schimbul de căldură se anulează chiar dacă perioadele de conectare nu sînt egale cu cele de deconectare. Nu același lucru se întîmplă însă în cazul unei variații după fig. 2 *a*, cea mai dezavantajoasă, dar nereală și nici în cazul unei variații după fig. 2 *c*, de mai multă probabilitate.

Notînd cu $\Delta\tau_n$ timpul dintr-o perioadă completă de-a lungul căruia schimbul de căldură nu se compensează și neglijînd (acoperitor) rezistența termică de ambele părți ale peretelui izolant dintre placa de încălzire și cea de protecție **), eroarea suplimentară prin schimbul caloric considerat poate fi estimată pe baza relației

$$\delta_{s.c.} = \frac{S_p \Delta t_m \frac{\lambda_p}{s_p} \Delta\tau_n}{Q_e \Delta\tau} = 2 \frac{S_p \Delta t_m \lambda_p}{0{,}86 w_0 s_p} \frac{\Delta\tau_n}{\Delta\tau} \tag{5}$$

unde

S_p este suprafața de contact între cele două plăci, în m²,

λ_p — coeficientul de conductivitate termică al stratului izolant separator în kcal/m h grd,

s_p — grosimea stratului izolant, în m,

Δt_m — diferența de temperatură medie între cele două plăci și

w_0 — puterea rezistenței de încălzire, în watt.

Pentru o variație a temperaturii plăcii de încălzire după fig. 2 *a* (cea mai dezavantajoasă)

$$\frac{\Delta\tau_n}{\Delta\tau} = \left| 1 - 2 \frac{\Delta\tau_i}{\Delta\tau} \right| \tag{6}$$

cu care

$$\delta_{s.c.} = 2 \frac{S_p \Delta t_m \lambda_p}{0{,}86 w_0 s_p} \left| 1 - 2 \frac{\Delta\tau_i}{\Delta\tau} \right| \tag{7}$$

*) Aparatul existent în laboratorul de Termotehnică al Inst. Politehnic din Timișoara, de construcție Dr. Bock.

**) Se poate considera inclusă în λ_p/s_p (v. ec. 5).

Ec. (5) sau (7) poate constitui o bază pentru fixarea numărului de trepte, pornind de la eroarea limită $\delta_{s.c.}$ pe care ne-o impunem: cu cît numărul treptelor este mai mare, e^{β} este mai mic (mai apropiat de 1), $\Delta\tau_l/\Delta\tau$ este mai apropiat de 0,5 (v. ec. 3) și, în consecință $\delta_{s.c.}$ este mai mic.

Variația erorii relative limită $\delta_{s.c.}$ calculată acoperitor pe baza ec. (7), cu $\Delta\tau/\Delta\tau=0{,}371$ (sau 0,629, este același lucru), $S_p\cong 0{,}016$ m² *), $\lambda_p\cong 0{,}04$ kcal/m h grd (celotex, fibră etc.), $s_p\cong 0{,}01$ m, $\Delta t_m\cong 1$ °C și în ipoteza simplificatoare a unor amplitudini egale ale oscilațiilor temperaturii plăcii de încălzire, poate fi urmărită pentru diferitele trepte de încălzire în

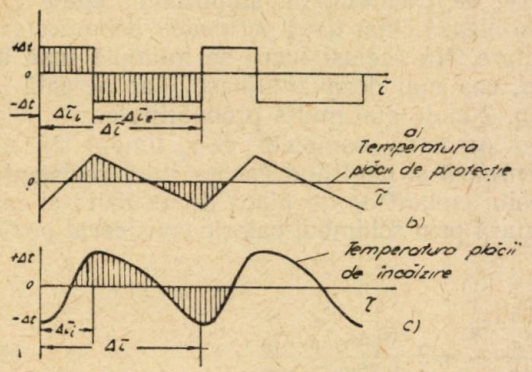


Fig. 2. Variația temperaturii plăcii de încălzire.

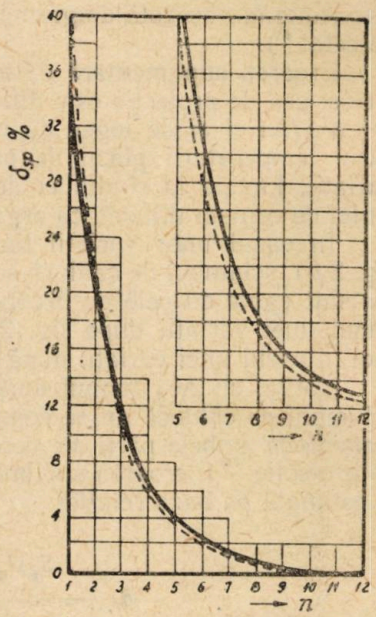


Fig. 3. Eroarea relativă limită prin schimb caloric între placa de încălzire și cea de protecție (valori orientative).

fig. 3, atît pentru cazul unei variații riguros exponențiale a încălzirii (linia plină), cît și pentru cazul aparatului cercetat (linia întreruptă); se observă că pentru acest ultim caz, datorită micșorării lui e^{β} spre ultimele trepte, diferența între erorile treptelor extreme ($\delta_{s.c.}\cong 34{,}3\%$ pentru prima treaptă, $\delta_{s.c.}\cong 0{,}1\%$ pentru ultima) este mai mare, treptele inferioare fiind susceptibile de erori și mai mari prin schimbul caloric amintit. O variație inversă a lui e^{β} (descrescător) ar fi mai rațională sub acest aspect.

Este de reținut faptul că, sub aspectul erorilor implicate, treptele superioare sînt mai favorabile și deci sînt de preferat.

Observăm că valorile numerice ale erorilor $\delta_{s.c.}$, stabilite pe baza ec. (7) și deci pe baza unui grafic de variație a temperaturii plăcii de încălzire reprezentate de fig. 2 *a*, sînt numai valori limită mai mult cu caracter orientativ (este interesant mai mult aspectul cantitativ), valorile reale putînd fi considerabil mai mici. Valorile reale nu pot fi stabilite însă decît pe baza

*) $\left(\frac{\pi\cdot 11{,}5^2}{4}+\pi\cdot 11{,}5\cdot 1{,}5\right)\cdot 10^{-4}\cong 0{,}0160$ m², pe baza aparatului cercetat.

cunoașterii exacte a graficului de variație a temperaturii plăcii de încălzire; s-ar putea realiza acest lucru cu ajutorul unui milivoltmetru înregistrator conectat în paralel cu milivoltmetrul de contact sau reunit cu acesta (în ipoteza că nu sînt modificate caracteristicile de sensibilitate).

În măsura în care erorile suplimentare prin schimbul caloric considerat pot fi reduse sau eliminate, cunoașterea exactă a graficului de variație a temperaturii plăcii de încălzire nu mai prezintă interes.

Deoarece aceste erori se reduc în măsura în care reușim a realiza $\Delta\tau_l/\Delta\tau=0{,}5$, o metodă de eliminare a lor constă în realizarea cît mai exactă a acestei valori, lucru posibil — atunci cînd s-a făcut totul prin variația treptei de încălzire — prin modificarea diferenței de temperatură Δt dintre placa de încălzire și cea rece și anume prin mărirea diferenței de temperatură atunci cînd $\Delta\tau_l/\Delta\tau>0{,}5$, respectiv, prin micșorarea acesteia cînd $\Delta\tau_l/\Delta\tau<0{,}5$. Din cele dezvoltate mai sus, rezultă că acest lucru se impune în special pentru primele trepte. Pentru aparatele de tipul celui cercetat, modificarea diferenței de temperatură Δt în sensul arătat mai sus se realizează acționînd fie asupra termometrului de contact al termostatului plăcii reci, fie asupra aceluia al plăcii de protecție, fie asupra ambelor (dacă dorim a păstra aceeași valoare a temperaturii medii a probei). Diferența de temperatură necesară $\Delta t'$ se poate cacula exact (fără tatonări), pe baza relației, ușor de stabilit,

$$\Delta t' = \frac{1}{2\frac{\Delta\tau_l}{\Delta\tau}}\Delta t \tag{8}$$

depinzînd de valoarea măsurată a raportului $\Delta\tau_l/\Delta\tau$ corespunzător treptei fixate și de diferența de temperatură Δt. Valoarea relativă a abaterii diferenței de temperatură este dată de relația

$$\left|\frac{\Delta t'-\Delta t}{\Delta t}\right| = \left|\frac{1}{2\frac{\Delta\tau_l}{\Delta\tau}}-1\right|. \tag{9}$$

Cu considerare ec. (3), rezultă

$$\frac{1+e^{\beta}}{2} \geqslant \frac{\Delta t'}{\Delta t} \geqslant \frac{1+e^{\beta}}{2e^{\beta}} \tag{10}$$

sau

$$\frac{\Delta t'-\Delta t}{\Delta t} \leqslant \frac{e^{\beta}-1}{2} \qquad (\Delta t'>\Delta t) \tag{11'}$$

pentru $\Delta\tau_l/\Delta\tau<0{,}5$, respectiv

$$\left|\frac{\Delta t'-\Delta t}{\Delta t}\right| \leqslant \frac{e^{\beta}-1}{2e^{\beta}} \qquad (\Delta t'<\Delta t) \tag{11''}$$

pentru $\Delta\tau_l/\Delta\tau>0{,}5$.

Pentru $e^{\beta} = 1{,}699$, așa cum s-a admis în toate calculele numerice anterioare, abaterea diferenței de temperatură va fi așadar, în cazul unei trepte bine alese,

$$\frac{\Delta t' - \Delta t}{\Delta t} 100 \leqslant 34{,}95\%, \quad \text{pentru} \quad \Delta\tau_i/\Delta\tau < 0{,}5,$$

respectiv

$$\frac{|\Delta t' - \Delta t|}{\Delta t} 100 \leqslant 20{,}90\%, \quad \text{pentru} \quad \Delta\tau_i/\Delta\tau > 0{,}5.$$

La o diferență de temperatură de lucru $\Delta t = 10\ °C$, de exemplu, rezultă așadar o modificare a acesteia — în vederea eliminării erorilor suplimentare prin schimbul caloric dintre cele două plăci amintite — de maximum 2—3° (obișnuit modificările necesare nu depășesc 1 °C), ceea ce nu schimbă esențial condițiile de determinare a coeficientului de conductivitate termică.

Relațiile (10), (11′) și (11″) pot constitui de asemenea un punct de plecare în vederea fixării numărului necesar de trepte de încălzire.

ОБ ОШИБКАХ ЯВЛЯЮЩИХСЯ СЛЕДСТВИЕМ ТЕПЛООБМЕНА МЕЖДУ ПЛИТОЙ НАГРЕВАНИЯ И КОМПЕНСАЦИОННОЙ ПЛИТОЙ В ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ МЕТОДОМ ПЛИТЫ

(РЕЗЮМЕ)

Показывается, что дополнительной погрешностью, причиной которой является теплообмен между компенсационной плитой и плитой нагревания нельзя пренебречь, в особенности для первых ступеней нагревания и что ее величина зависит от отношения продолжительности периодов включения к периоду выключения плиты нагревания, от закона изменения ее температуры относительно температуры компенсационной плиты, от амплитуды этих изменений, являющейся функцией чувствительности термопары и контактного миливольтметра, используемых как органы управления и, наконец, от качества изоляции плиты нагревания по отношению к компенсационной плите. Высшие степени нагревания являются лучшими с точки зрения ошибок вследствии рассмотренного теплообмена.

Удаление рассмотренной дополнительной погрешности возможно в случае, когда температуры включения — выключения плиты нагревания становятся равными ; это осуществляется действуя сначала на ступень нагревания по указанию диаграммы работы, приведенной в статье, а затем на разность температуры, выражениями найденными автором.

Число ступеней нагревания (условно, в конструкции аппарата), можно установить в связи с допущенным изменением разности температуры.

SUR LES ERREURS DUES À L'ÉCHANGE CALORIQUE ENTRE LA PLAQUE CHAUFFANTE ET LA PLAQUE DE PROTECTION À LA DÉTERMINATION DU COEFFICIENT DE CONDUCTIBILITÉ THERMIQUE PAR LA MÉTHODE DE LA PLAQUE

(RÉSUMÉ)

On montre que l'erreur supplémentaire due à l'échange calorique entre la plaque de protection et la plaque chauffante n'est pas négligeable surtout en ce qui concerne les premiers degrés de rechauffement. On montre encore que la grandeur ce cette erreur dépend du rapport existant entre la durée des périodes de connexion et de déconnexion de la plaque chauffante, de la loi de variation de sa température par rapport à la température de la plaque de protection, de l'amplitude de ces variations qui a son tour est en fonction de la sensibilité du thermocouple et du millivoltmètre de contact utilisés comme éléments de commande, et enfin de la qualité d'isolation de la plaque chauffante par rapport à la plaque de protection. Les degrés supérieurs de rechauffement sont plus favorables en ce qui concerne les erreurs impliquées par l'échange calorique considéré.

L'élimination ou la diminution de l'erreur supplémentaire considéré est possible à mesure que les périodes de connexion et de déconnexion de la plaque chauffante deviennent égales ; on y aboutit en agissant d'abord sur la plaque chauffante — selon les indications d'un diagramme auxiliaire présenté dans l'ouvrage — et ensuite sur la différence de tempé rature — selon les relations établies par l'auteur.

Le nombre de degrés de rechauffement (arbitraire) peut être fixé par rapport à la modification admise de la différence de température.

BIBLIOGRAFIE

1. Barbu V., Unele probleme ale calculului încălzirii aparatelor termotehnice de laborator cu alimentare directă de la rețea, Bulet. Instit. Politehnic Timișoara, 1959.
2. Waldemar O., Über eine Anwendung zür Abkürzung der Versuchszeiten bei der Bestimmung von Wärmeleitzahlen in Poensgen'schen Plattenapparat, Z. angew. Physik 5, 1953, nr. 4.

INFLUENȚA GRADULUI DE PRELUCRARE AL UNOR SUPRAFEȚE ALE ROTORULUI ASUPRA CARACTERISTICELOR ENERGETICE LA POMPELE CENTRIFUGE

DE

A. BÂRGLĂZAN m. c. al Acad. R.P.R., A. ANGHEL, M. POPOVICIU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Sediul transformării energiei mecanice în energie hidraulică, în cazul pompelor este rotorul. Pentru ca transformarea acestei energii să se facă în bune condițiuni, adică performanțele pompei să corespundă condițiilor de proiectare impuse inițial, iar randamentul pompei să fie optim se cere ca indicațiile date la proiectare să se respecte cu strictețe.

Ipotezele făcute la proiectare atît asupra unghiului de la ieșire β_2 cît și asupra calității suprafețelor rotorului, au un rol determinant în obținerea sarcinei și randamentului dorit.

Problema propusă a fost determinarea modificărilor minime care trebuiesc făcute unui lot de pompe deja executate, pentru ca performanțele pompei să atingă parametrii indicați la proiectare.

Lucrarea de față a constituit obiectul unei convenții de colaborare încheiată între Uzinele Mecanice Timișoara și Laboratorul de Mașini Hidraulice, privind studiul și încercarea unei pompe centrifuge pentru recirculația apei de răcire la motoarele Diesel, executată de această uzină.

Încercările au fost efectuate într-o stațiune în circuit deschis, pe o pompă monoetajată avînd următoarele caracteristici :

$$Q = 25 \text{ l/sec}$$
$$H = 17 \text{ m}$$
$$n = 2\,400 \text{ rot/min}$$
$$n_s = 165$$

Muchia de intrare a paletei rotorului este adusă în zona de curbură.

Rotorul a fost executat prin turnare și în prima fază s-au făcut prelucrări definitive la diametrul exterior și la sicane, menținînd precizia de execuție în cîmpul de toleranțe indicat la proiectare.

Instrumentele de măsură au fost astfel alese, încît calculul randamentului să se mențină în limitele preciziei de ± 1%.

Din curbele caracteristice universale se constată că la debitul de proiectare sarcina era mai mică decît cea indicată cu 17,6%, punctul de proiectare plasîndu-se în zona randamentului de 57%.

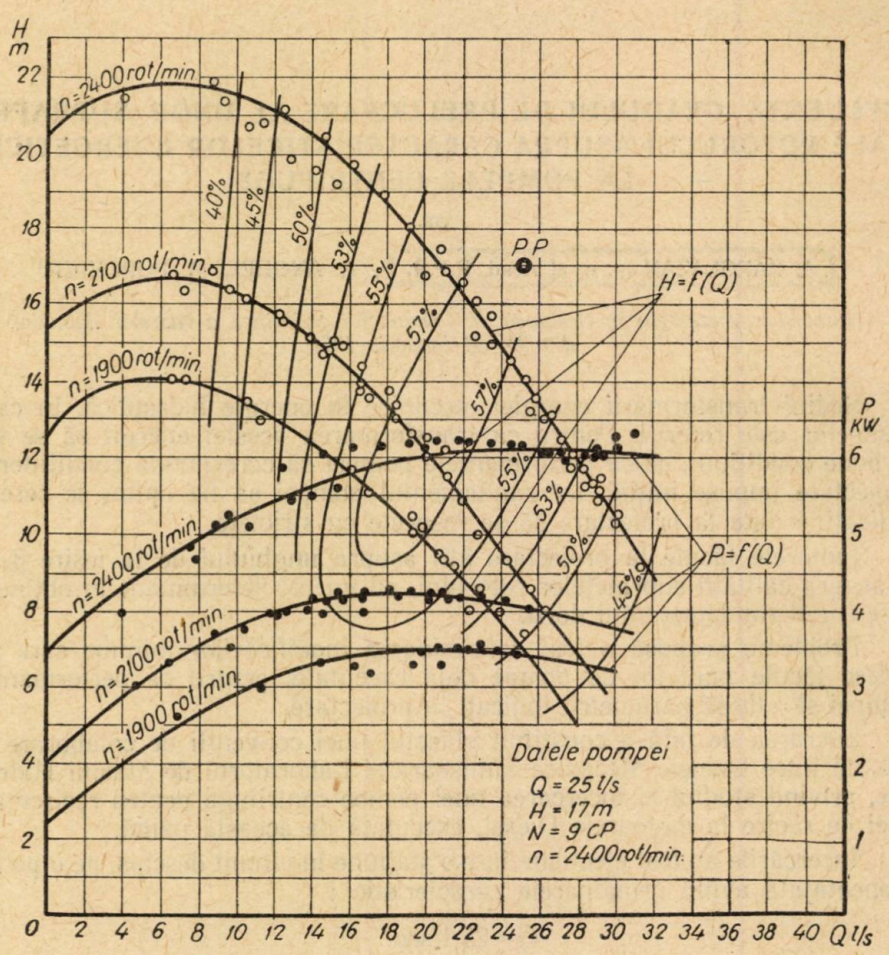


Fig. 1. Curbele caracteristice universale ale pompei-rotor executat necorespunzător.

Analizînd modul de execuție al pompei s-a constatat o prelucrare necorespunzătoare. Suprafețele ce vin în contact cu apa nu corespund din punct de vedere al calității, avînd o rugozitate destul de pronunțată.

Unghiul de la ieșire β_2 avea o valoare mai mică decît cel indicat la proiectare. Calculînd sarcina pompei, în aceste condiții de proiectare observăm că rezultatele obținute pe cale teoretică coincid cu cele experimentale.

Pierderea de sarcină în rotor datorită frecării apei cu părțile metalice în contact se poate calcula cu relația:

$$h_{pr} = \frac{\lambda}{2} \frac{D_2 - D_1}{D_2 + D_1} \frac{1}{\sin \beta_m} \left[\frac{D_m}{b_m} + \frac{Z}{\pi \sin \beta_m} \right] \frac{W_m^2}{2g} \qquad [1]$$

viteza meridională la diametrul mediu fiind

$$(V_m)_m = \frac{Q}{(\pi D_m - Z\sigma_m) b_m} = 3{,}1 \text{ m/sec}$$

viteza tangențială la același diametru

$$U_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60} = 15{,}9 \text{ m/sec}$$

unghiul $\beta_m = 20°$.

Avînd aceste date putem construi triunghiul vitezelor și obținem astfel $W_m = 9{,}3$ m/sec. Secțiunea de trecere a apei prin canalul format dintre două palete consecutive fiind mică, deși rugozitatea suprafețelor este redusă coeficientul λ are valori destul de mari.

În acest caz coeficientul λ s-a apreciat la: $\lambda = 0{,}06$. Pierderea de sarcină în rotor calculată cu această relație are valoarea:

$$h_{pr1} = 1{,}27 \text{ m.}$$

Calculînd pierderile prin frecare în difuzor și în camera spirală cu relația:

$$h_{pd} = 1{,}5\lambda \left[\frac{r_i}{2\rho_{max}} + 0{,}6 \right] \frac{V_e^2}{2g} \qquad [1]$$

rezultă pentru $\lambda = 0{,}06$ valoarea $h_{pd_1} = 1{,}89$ m.

Expresia sarcinii teoretice a pompei pentru un număr infinit de palete este:

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} (u_2 \cdot V_{u_2} - u_1 V_{u_1}). \qquad [2]$$

Pentru a ajunge la sarcina corespunzătoare numărului finit de palete această mărime trebuie corectată

$$H_{th} = \frac{H_{th\infty}}{1+p}.$$

Expresia lui p este

$$p = \psi \frac{r_2^2}{z \cdot s}$$

$$\psi = 0{,}68 + 0{,}6 \sin \beta_2 .$$

Din aceste relații vedem că unghiul β_2 influențează direct sarcina pompei. Rotorul încercat avînd $\beta_2 = 20°$ obținem următoarele valori pentru sarcini:

$$H_{th\infty} = 30{,}5 \text{ m}, \quad H_{th} = 21 \text{ m.}$$

Făcînd în condițiile de proiectare calculul pierderilor de sarcină și a sarcinei teoretice pentru același rotor, cu suprafețele rotorului și statorului bine prelucrate, deci au o rugozitate mult mai redusă $\lambda=0{,}03$ și $\beta_2=28°$, obținem următoarele valori: $h_{pr2}=0{,}636$ m, $h_{pd2}=0{,}945$ m, $H_{th\infty}=35$ m, $H_{th}=23{,}5$ m.

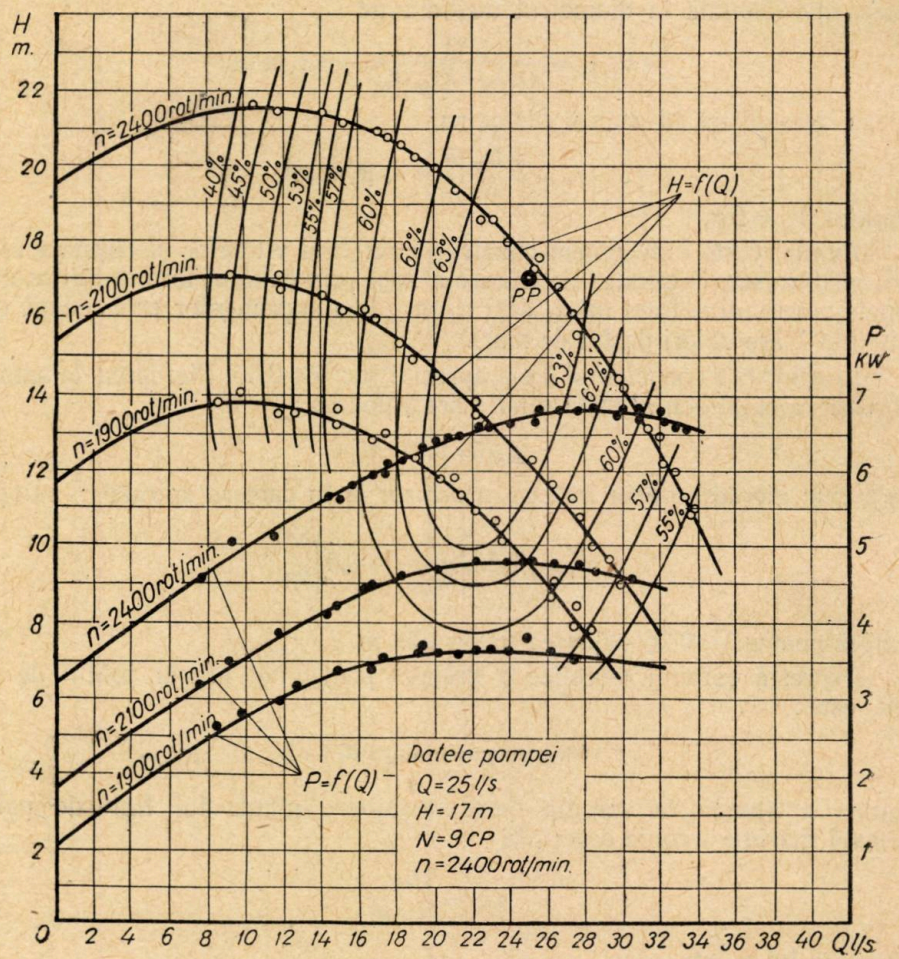


Fig. 2. Curbele caracteristice universale ale pompei-rotor bine executat.

Pe baza calculelor teoretice efectuate în cele două condiții de execuție, rezultă o creștere a sarcinei efective la debitul de proiectare cu 23,9%.

În faza a doua a încercărilor paletele au fost prelucrate, reducîndu-se rugozitatea iar suprafețele ce urmează a veni în contact cu apa au fost acoperite cu un strat de vopsea.

Prelucrînd intradosul paletei după o dreaptă care face cu tangenta la diametrul exterior D_2 în punctul de contact unghiul $\beta_{2i} = 36°$, rezultă unghiul $\beta_2 = 28°$.

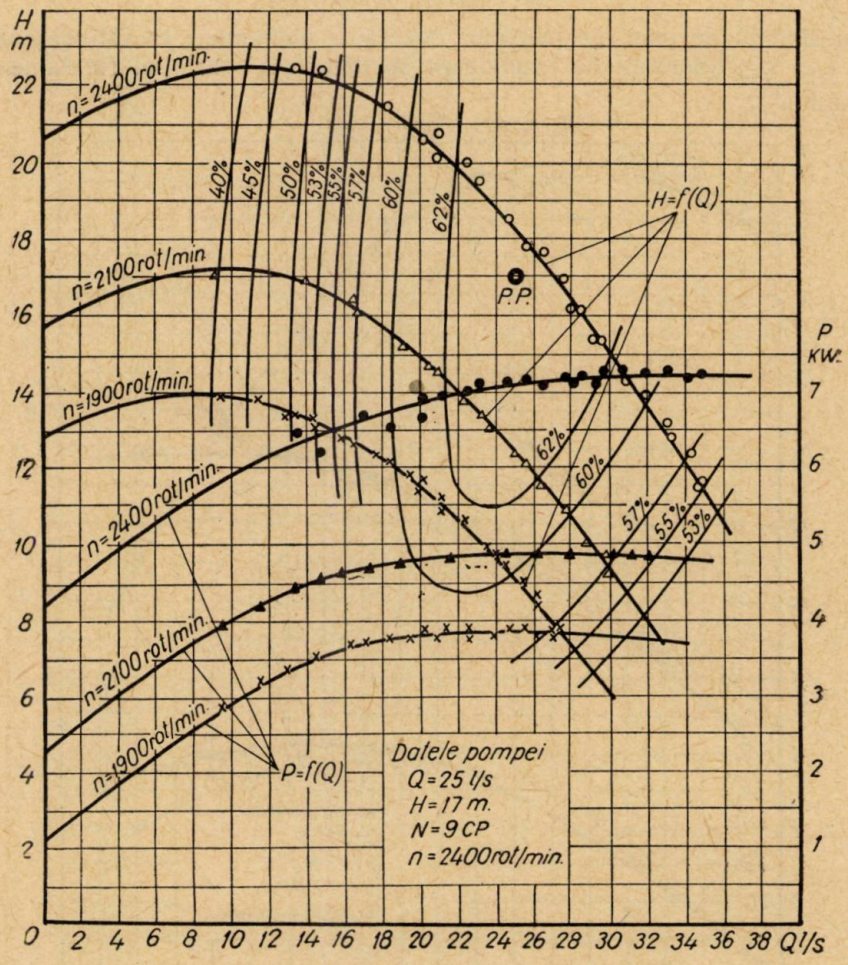


Fig. 3. Curbele caracteristice universale ale pompei, rotorul și statorul bine executate.

Încercările au fost făcute în condiții identice cu cele din prima etapă. Au fost trasate curbele caracteristice universale, din analiza cărora se constată că la debitul de proiectare sarcina efectivă a pompei este de 17,5 m. Această valoare este mai mare cu 2,94% decît sarcina de proiectare și cu 20,6% decît sarcina obținută la încercările făcute în prima etapă. Abaterea procentuală între rezultatul calculelor noastre și performanțele rotorului prelucrat sînt de $\varepsilon = 3{,}3\%$.

Punctul de proiectare s-a plasat în zona randamentului de 64%. Modul de execuție al pompei a fost factorul determinant în mărirea randamentului total.

$$\eta_{tot} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_{fr} \cdot \eta_m \cdot \quad [1]$$

Menținînd la tot șirul de încercări constante elementele ce influențează pe η_v, η_{fr}, η_m, diferența de randament se datorește variației randamentului hidraulic.

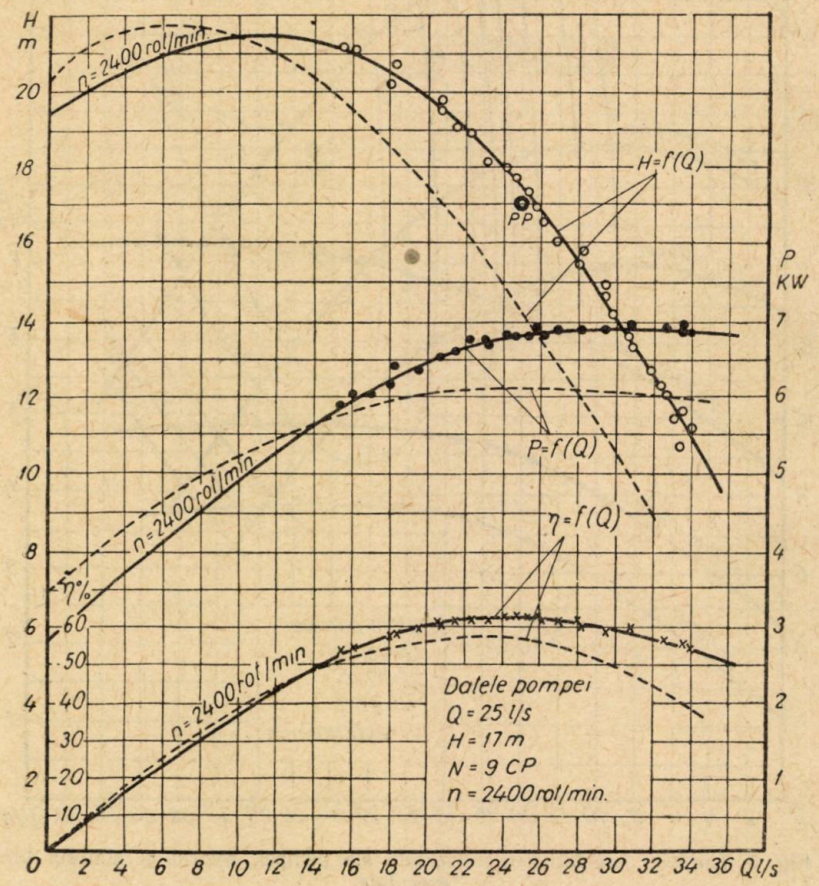


Fig. 4. Influența prelucrării rotorului asupra curbelor caracteristice ale pompei.

Zona randamentelor mari a devenit mai extinsă în urma prelucrării.

Se constată de asemenea pentru aceeași turație în cazul prelucrării ulterioare a rotorului aplatizarea curbei de sarcină $H=f(Q)$.

Făcînd o prelucrare ulterioară a camerei spirale pentru a reduce mai mult rugozitatea și făcînd încercările cu un rotor prelucrat, nu s-au obținut performanțe care să depășească sensibil pe cele obținute cu o cameră în spirală neprelucrat.

CONCLUZII

Din analiza acestor rezultate se pot trage următoarele concluzii :

1. Obținerea performanțelor dorite, impune respectarea întocmai la execuție, a condițiilor indicate la proiectare.

2. Pierderile hidraulice în rotor depind în mare măsură de gradul de prelucrare a rotorului, randamentul hidraulic fiind influențat hotărîtor de valoarea acestor pierderi.

3. Rezultatele experimentale reflectă suficient de bine influența calității suprafețelor rotorului și a unghiului β_2 asupra curbelor energetice ale pompei.

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

(РЕЗЮМЕ)

В настоящей работе излагается влияние степени обработки соприкосающихся с водой поверхностей и выходного угла β_2 центробежного насоса на его универсальные характеристики.

Лабораторные испытания и лабораторные расчеты показали, что при неправильной обработке поверхностей, которой соответствует и уменьшение угла β_2 по сравнению с проектировочным, характеристики насоса хуже данных принятых при проектировании.

Лабораторные испытания и теоретические расчеты при правильной обработке показали, что полученные данные соответствуют проектировочным. Напорная характеристика $H=f(Q)$ лежит выше проектировочной точки.

L'INFLUENCE DE LA QUALITÉ TECHNOLOGIQUE DES SURFACES DE LA ROUE SUR LES CARACTÉRISTIQUES ÉNERGÉTIQUES DES POMPES CENTRIFUGES

(RÉSUMÉ)

On indique l'influence de la qualité technologique des surfaces en contact avec l'eau ainsi que l'influence de l'angle β_2 à la sortie sur les courbes caractéristiques universelles d'une pompe centrifuge.

Les essais de laboratoire et les calculs théoriques démontrent que les performances indiquées dans le projet ne sont pas réalisées à une pompe où on n'a pas respecté ni l'angle de sortie β_2 ni la qualité des surfaces.

En appliquant une meilleure méthode technologique d'exécution on constate que les performances indiquées se réalisent dans les recherches expérimentales. Dans ces conditions le point de calcul est situé sur la courbe caractéristique $H=f(Q)$.

BIBLIOGRAFIE

1. Anton I., Gyulai F., Preda I., Bilanțul energetic la pompele centrifuge, Studii și Cercetări Științifice. Acad. R.P.R. Baza Timișoara, Tomul V, 1958 nr. 1—2 Seria Științe Tehnice.
2. Anton I., Preda I., Anton V., Influența unghiului β_2 asupra caracteristicilor energetice la pompele centrifuge, Studii și Cercetări Științifice, Acad. R.P.R. Baza Timișoara, Tom. VI nr. 3—4 1959 Seria Științe Tehnice.
3. Stepanoff A. I., *Centrifugal and axial flow pumps*, Editura J. Willy New-York 1957.
4. Pfleiderer C., *Die Kreiselpumpen für Flüsigkeiten und Gase*, Berlin Editura Springer, 1955.

CONTRIBUȚII LA O METODĂ MONOGRAFICĂ DE CALCUL A ROȚILOR DINȚATE CILINDRICE (II)

DE

B. HOROVITZ, FR. KOVACS, N. VILCEANU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Într-o comunicare anterioară s-au indicat diagrame și nomograme pentru calculul geometric și de rezistență al angrenajelor cilindrice cu dinți drepți [1].

În lucrarea de față se indică în continuare aplicarea diagramelor și nomogramelor din lucrarea [1] pentru calculul mărimilor necesare verificării dimensionale a angrenajelor cilindrice cu dinți drepți, cît și pentru calculul și verificarea angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați.

Metoda preconizată prezintă interes nu numai datorită faptului că relațiile de calcul respective sînt complicate și necesită un mare volum de calcule, dar și pentru că calculul cu rigla al relațiilor amintite nu este suficient de exact. În același timp, se evită utilizarea tabelelor trigonometrice și tabelelor de funcții evolventice.

În cele ce urmează se utilizează notațiile din STAS 915-50, completate cu cele din proiectul de standard ce urmează a înlocui STAS 915-50. Noțiunile și notațiile utilizate corespund cu cele din lucrarea anterioară [1], cît și cu cele din lucrarea „Angrenaje cilindrice" [2].

Pentru calculul mărimilor geometrice ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepți și înclinați se utilizează 3 mărimi adimensionale: λ_0, ξ_0 și ρ_0, date în funcție unele de altele, cît și în funcție de unghiul α în nomogramele din fig. 1 și fig. 2.

Cele 3 mărimi au următoarele valori:

$$\lambda_0 = \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \tag{1}$$

$$\xi_0 = \frac{\text{ev}\,\alpha - \text{ev}\,\alpha_0}{\text{tg}\,\alpha_0} \tag{2}$$

$$\rho_0 = \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \sin \alpha = (\lambda_0 + 1) \sin \alpha. \tag{3}$$

Pe baza celor 3 funcții, se pot scrie relațiile necesare pentru calculul și verificarea angrenajelor.

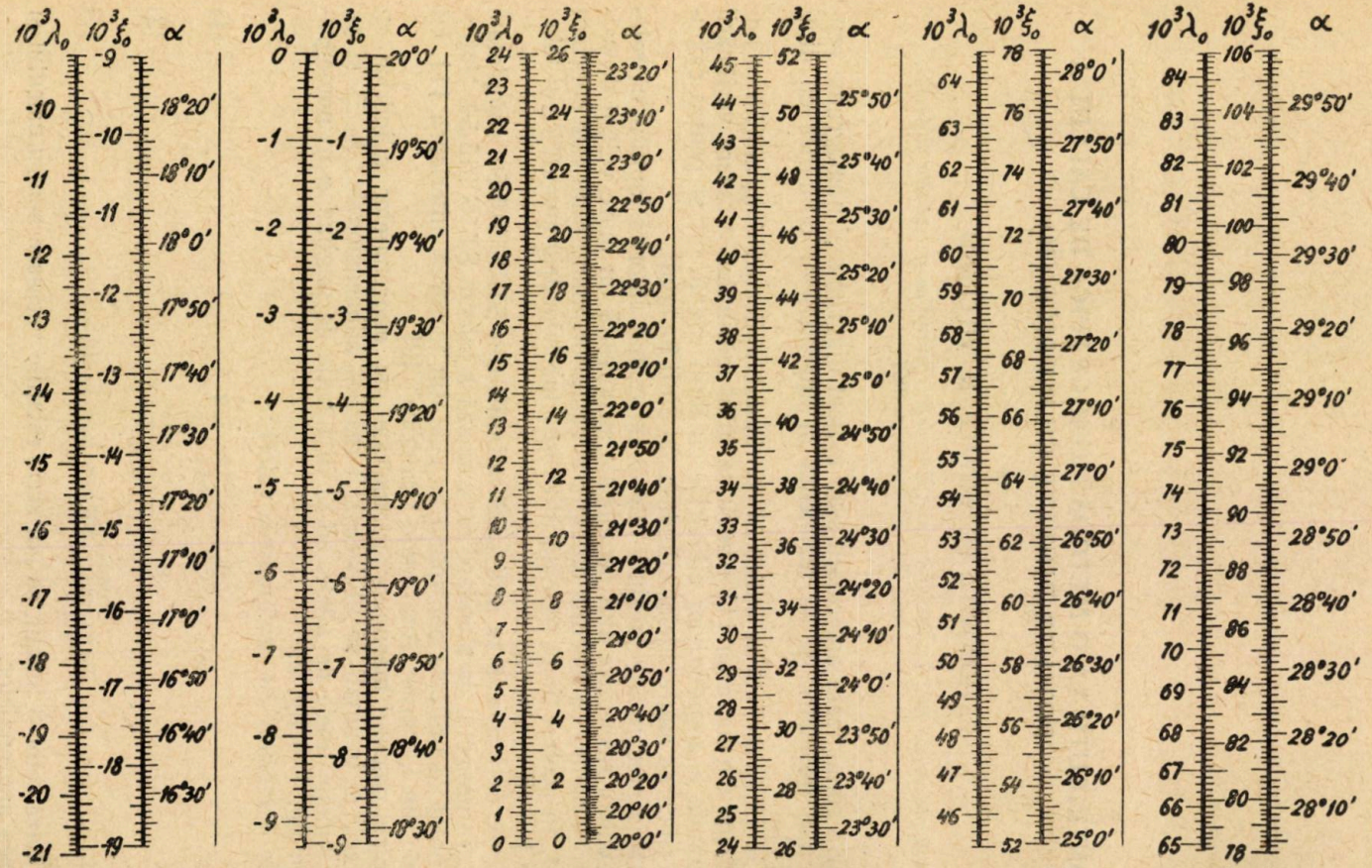


Fig. 1. Nomogramă pentru determinarea unghiului de angrenare α și a mărimilor $\xi_0 = \frac{\xi_1 + \xi_2}{0{,}5\,(Z_1 + Z_2)}$ și $\lambda_0 = \frac{A - A_0}{A_0}$

Valorile lui λ_0 și ξ_0 din diagramă se înmulțesc cu 10^{-3}).

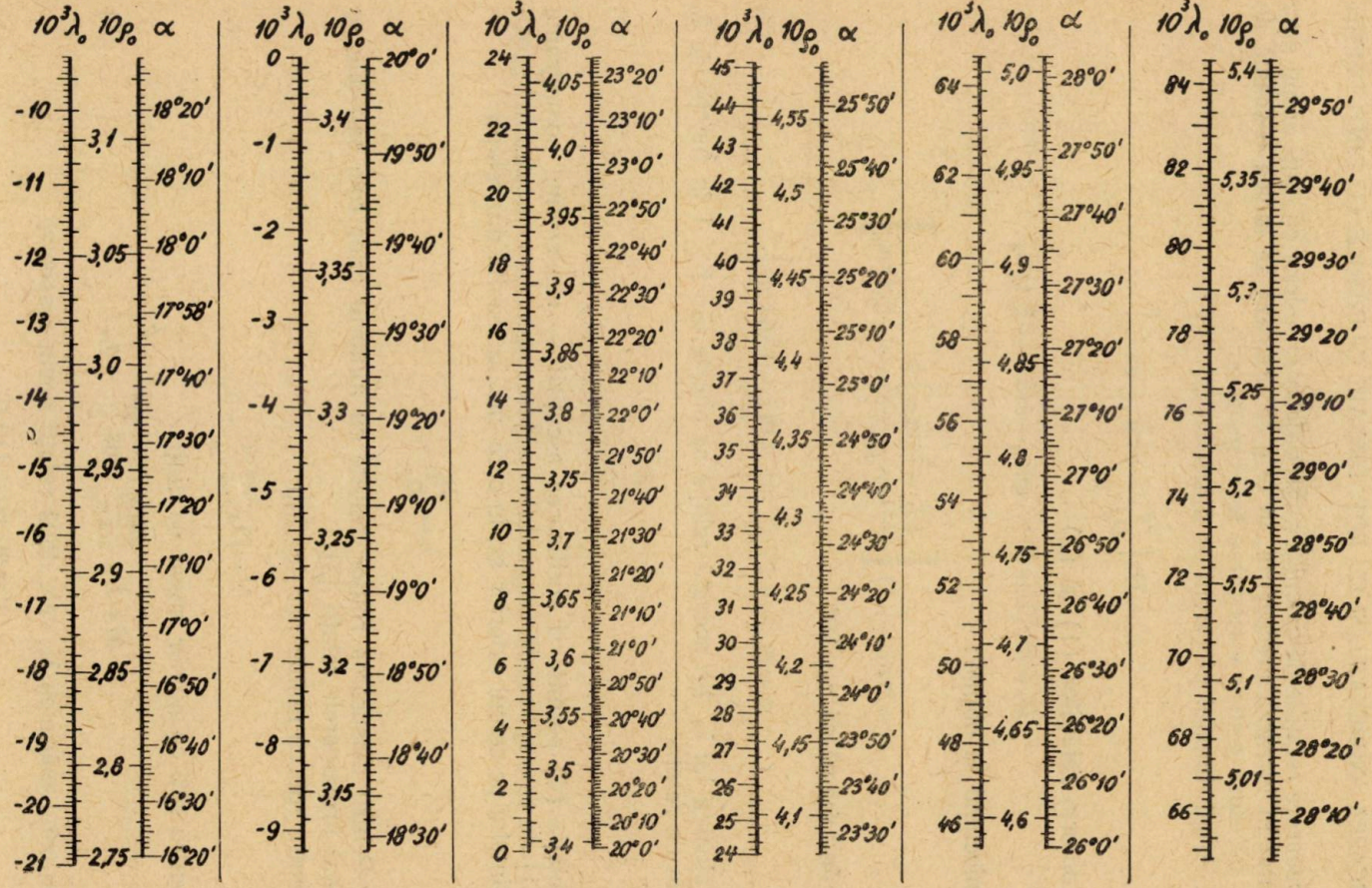


Fig. 2. Nomogramă pentru determinarea mărimilor α, λ_0 și $\rho_0 = \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha} \sin\alpha = (\lambda_0 + 1 \sin\alpha$.

VERIFICAREA ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI

Deoarece relațiile de calcul a angrenajelor cilindrice cu dinți drepți s-au prezentat în lucrarea precedentă, în cele ce urmează se indică o seamă de relații necesare pentru verificarea lor dimensională.

1. Arcul dintelui pe cercul de diametru D_x [2] :

$$s_x = D_r\left(\frac{s_d}{D_d} - \text{ev}\,\alpha + \text{ev}\,\alpha_0\right)$$

Conform relațiilor (1) și (2)

$$D_r = mz(\lambda_0 + 1); \quad \text{ev}\alpha_0 - \text{ev}\alpha = -\xi_0 \operatorname{tg}\alpha_0 .$$

Înlocuind se obține:

$$s_x = mz(\lambda_0 + 1)\left[\frac{\left(\frac{\pi}{2} + 2\xi \operatorname{tg}\alpha_0\right)m}{mz} - \xi_0 \operatorname{tg}\alpha_0\right]$$

sau ținînd seamă că $\alpha_0 = 20°$

$$s_x = m(\lambda_0 + 1)\left[\frac{\pi}{2} + 0{,}728\,\xi - 0{,}364\,z\xi_0\right]. \tag{4}$$

Valoarea lui λ_0 din această relație se citește din fig. 1 în funcție de ξ_0 calculat cu relația

$$\lambda_0 = \frac{D_x}{D_d} - 1. \tag{5}$$

Relația (4) permite și verificarea ascuțirii — atunci cînd nomograma din [11] nu este aplicabilă (angrenaje corijate unghiular) — calculînd grosimea dintelui pe cercul exterior s_e, în care caz, λ_0 rezultă din relația

$$\lambda_0 = \frac{D_e}{D_d} - 1.$$

2. Pentru măsurarea roților dințate cu ajutorul unor role sau bile se utilizează următoarele relații [2].

Pentru roți cu număr par de dinți

$$M = D_d \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_m} + d_m. \tag{6}$$

Pentru roți cu număr impar de dinți

$$M = D_d \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_m} \cos\frac{90°}{z} + d_m. \tag{7}$$

Utilizînd mărimea λ_0, cele două relații devin respectiv

$$M = mz(\lambda_0 + 1) + d_m \tag{8}$$

și

$$M = mz(\lambda_0 + 1)\cos\frac{90^\circ}{z} + d_m \qquad (9)$$

Valoarea lui λ_0 din aceste relații se citește din fig. 1 în funcție de ξ_0, unde ξ_0 se citește din fig. 1 în funcție de λ_0, calculat cu relația

$$\xi_0 = 1{,}462 \cdot \frac{d_m}{D_d} - (2{,}158 - \xi)\frac{1}{z} \qquad (10)$$

Atît pentru verificarea formei corecte a profilului dinților roților dințate, a cuțitelor roată și a roților de control, cît și într-o seamă de relații pentru calculul gradului de acoperire și pentru calculul de rezistență a dinților se impune determinarea razei de curbură a profilului pe un cerc oarecare de diametru D_x

Raza de curbură a profilului se calculează cu relația [2]

$$\rho = \frac{D_d}{2}\cos\alpha_0 \operatorname{tg}\alpha = \frac{D_d}{2}\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha}\sin\alpha \qquad (11)$$

sau utilizînd funcția ρ_0, relația (11) devine

$$\rho = \rho_0 \frac{D_d}{2} = \rho_0 \frac{mz}{2}$$

unde ρ_0 rezultă din fig. 2, fie în funcție de unghiul de presiune corespunzător cercului de diametru D_x dacă acesta se cunoaște, fie în funcție de λ_0, calculat cu relația

$$\lambda_0 = \frac{D_x}{D_d} - 1$$

Gradul de acoperire [fig. 3] [2]

$$\varepsilon = \frac{\rho_1 + \rho_2 - A\sin\alpha}{\pi m \cos\alpha_0}$$

scriind

$$\varepsilon = \frac{\rho_1 - R_{r1}\sin\alpha + \rho_2 - R_{r2}\sin\alpha}{\pi m \cos\alpha_0}$$

unde

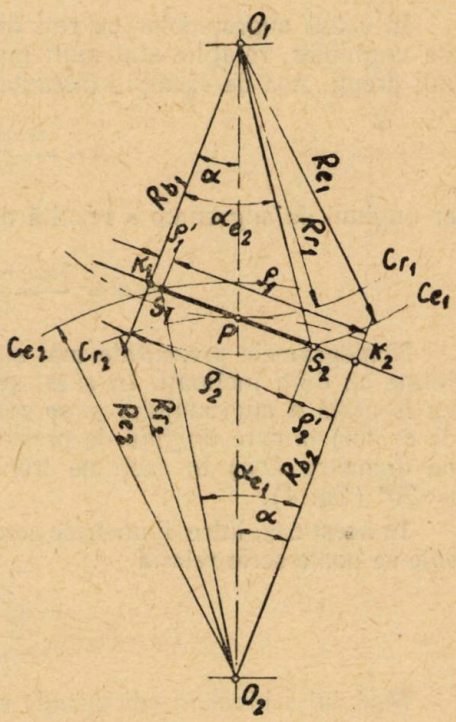


Fig. 3.

$$\rho_1 = \rho_{0e_1}\frac{mz_1}{2}; \quad \rho_2 = \rho_{0e_2}\frac{mz_2}{2}$$

$$R_{r1}\sin\alpha = \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha}\frac{mz_1}{2}\sin\alpha = \rho_0\frac{mz_1}{2}$$

$$R_{r2}\sin\alpha = \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha}\frac{mz_2}{2}\sin\alpha = \rho_0\frac{mz_2}{2}$$

Înlocuind $\alpha_0 = 20°$, rezultă :

$$\varepsilon = 0{,}1694\,[(\rho_{0e_1} - \rho_0)\,z_1 + (\rho_{0e_2} - \rho_0)\,z_2] \tag{12}$$

ρ_0 rezultă din fig. 2 în funcție de parametrii angrenajului ; ρ_{0e_1} și ρ_{0e_2} se determină din fig. 2 în funcție de :

$$\lambda_{0e_1} = \frac{D_{e1}}{mz} - 1, \quad \text{respectiv} \quad \lambda_{0e_2} = \frac{D_{e2}}{mz} - 1 .$$

CALCULUL ȘI VERIFICAREA ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI INCLINAȚI

În cazul angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați corijate unghiular, relațiile sînt mult mai complicate decît la roțile dințate cu dinți drepți. Așa de exemplu distanța între axe se calculează cu relația [2]

$$A = \frac{m\,(z_1 + z_2)\cos\alpha_{0f}}{2\cos\beta\cos\alpha} \tag{13}$$

iar unghiul de angrenare α rezultă din relația [2]

$$\operatorname{ev}\alpha = \frac{2\,(\xi_{f_1} + \xi_{f_2})\operatorname{tg}\alpha_{0f}}{z_1 + z_2} + \operatorname{ev}\alpha_{0f} \tag{14}$$

Nomogramele prezentate mai sus pot fi utilizate și la calculul roților dințate cu dinți înclinați. În acest scop, calculele se execută pentru secțiunea frontală a angrenajului și se consideră niște roți cilindrice echivalente (de calcul) la care unghiul de presiune pe cercurile de divizare echivalente (de diametru D'_d) în secțiune frontală este tocmai unghiul standardizat $\alpha_0 = 20°$ (fig. 4).

În acest caz, între diametrele cercurilor de divizare echivalente și a celor reale se poate scrie relația

$$D'_d = D_d \frac{\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_{0n}} = \frac{m_n \cdot z}{\cos\beta_d} \cdot \frac{\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_{0n}} . \tag{15}$$

Modulul echivalent (de calcul) se definește prin relația :

$$m'_f = \frac{m_n}{\cos\beta_d} \cdot \frac{\cos\alpha_{0f}}{\cos\alpha_{0n}}$$

sau

$$m'_f = \frac{m_n}{(\lambda'_{0f} + 1)\cos\beta_d} . \tag{16}$$

Notă. Mărimile afectate de semnul ′ (prim) sînt mărimi echivalente.

Valorile lui λ'_{0f} se citește din fig. 1 în funcție de unghiul de referință în planul frontal, care se calculează cu relația (17) sau se citește din diagrama din fig. 5.

$$\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_d} = \frac{0{,}364}{\cos \beta_d}. \tag{17}$$

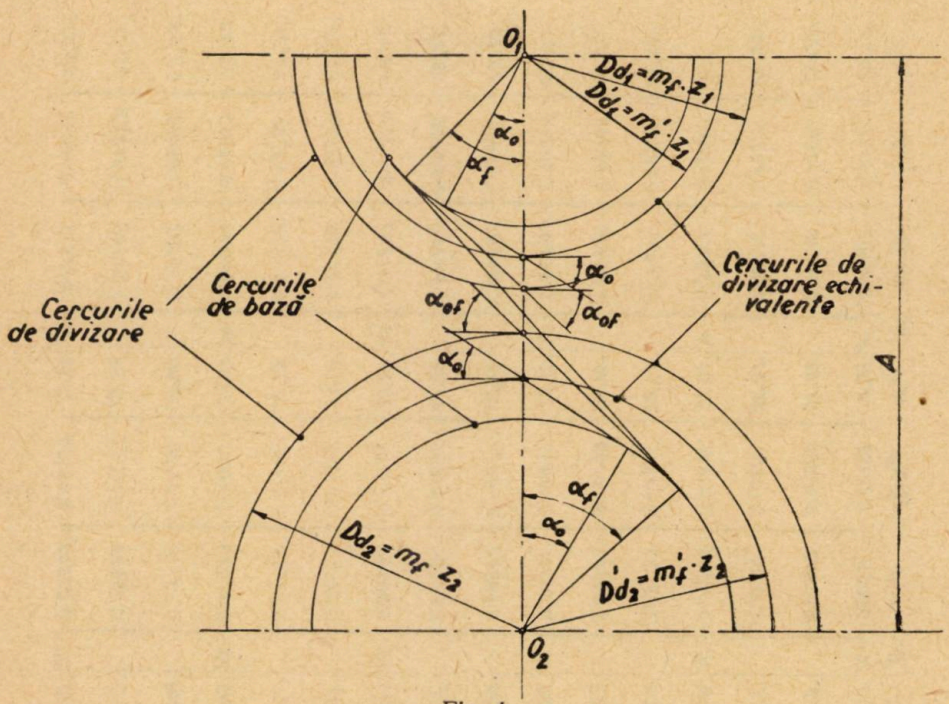


Fig. 4.

În funcție de m'_f se poate scrie arcul dintelui, pe cercul de divizare echivalent din planul frontal.

$$s'_{df} = m'_f z \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2\xi \operatorname{tg} \alpha_{0n}}{z} + \operatorname{ev} \alpha_{0f} - \operatorname{ev} \alpha_{0n} \right). \tag{18}$$

Din această relație se poate calcula coeficientul de corijare echivalent ξ' scriind

$$s'_{df} = \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi' \operatorname{tg} \alpha_0 \right) m'_f \tag{19}$$

și

$$\xi_{0f} = \frac{\operatorname{ev} \alpha_{0f} - \operatorname{ev} \alpha_{0n}}{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}. \tag{20}$$

β°	$\cos\beta$	$tg\,\alpha_{of}$	α_{of}	β°	$\cos\beta$	$tg\,\alpha_{of}$	α_{of}	β°	$\cos\beta$	$tg\,\alpha_{of}$	α_{of}
20	0,93969	0,38733	21°10'	25	0,90631	0,40159	21°53'	30	0,86603	0,42027	22°48'
	0,93768	0,38816	21°13'		0,90383	0,40269	21°56'		0,86310	0,42170	22°52'
	0,93565	0,38900	21°15'		0,90133	0,40381	21°59'		0,86015	0,42315	22°56'
21	0,93358	0,38986	21°18'	26	0,89879	0,40496	22°03'	31	0,85717	0,42462	23°
	0,93148	0,39074	21°20'		0,89623	0,40611	22°06'		0,85416	0,42611	23°05'
	0,92935	0,39164	21°23'		0,89363	0,40729	22°10'		0,85112	0,42763	23°09'
22	0,92718	0,39256	21°26'	27	0,89101	0,40849	22°13'	32	0,84805	0,42918	23°13'
	0,92499	0,39349	21°29'		0,88835	0,40971	22°17'		0,84495	0,43076	23°18'
	0,92276	0,39436	21°31'		0,88566	0,41096	22°20'		0,84182	0,43236	23°23'
23	0,92050	0,39540	21°34'	28	0,88295	0,41222	22°24'	33	0,83867	0,43398	23,28'
	0,91822	0,39639	21°37'		0,88020	0,41351	22°28'		0,83549	0,43564	23°32'
	0,91590	0,39739	21°40'		0,87743	0,41481	22°32'		0,83228	0,43732	23°37'
24	0,91355	0,39841	21°43'	29	0,87462	0,41615	22°36'	34	0,82904	0,43903	23°42'
	0,91116	0,39946	21°46'		0,87178	0,41750	22°40'		0,82577	0,44076	23°48'
	0,90875	0,40052	21°50'		0,86892	0,41887	22°44'		0,82248	0,44252	23°51'
25	0,90631	0,40159	21°53'	30	0,86603	0,42027	22°48'	35	0,81915	0,44433	23°57'

β°	$\cos\beta$	$tg\,\alpha_{of}$	α_{of}	β°	$\cos\beta$	$tg\,\alpha_{of}$	α_{of}	β°	$\cos\beta$	$tg\,\alpha_{of}$	α_{of}	β°	$\cos\beta$	$tg\,\alpha_{of}$	α_{of}
0	1	0,36397	20°	5	0,99619	0,36536	20°04′	10	0,98481	0,36957	20°17′	15	0,96593	0,37681	20°39′
	0,99998	0,36398	20°		0,99567	0,36555	20°05′		0,98378	0,36997	20°18′		0,96440	0,37741	20°40′
	0,99993	0,36399	20°		0,99511	0,36576	20°05′		0,98272	0,37037	20°19′		0,96285	0,37801	20°42′
1	0,99985	0,36402	20°	6	0,99452	0,36598	20°06′	11	0,98163	0,37078	20°21′	16	0,96126	0,37864	20°44′
	0,99973	0,36407	20°		0,99390	0,36620	20°07′		0,98050	0,37121	20°22′		0,95964	0,37928	20°45′
	0,99958	0,36412	20°		0,99324	0,36645	20°07′		0,97934	0,37165	20°23′		0,95799	0,37993	20°48′
2	0,99939	0,36419	20°01′	7	0,99255	0,36670	20°08′	12	0,97815	0,37210	20°25′	17	0,95630	0,38060	20°50′
	0,99917	0,36427	20°01′		0,99182	0,36697	20°09′		0,97692	0,37257	20°26′		0,95459	0,38128	20°52′
	0,99892	0,36436	20°01′		0,99106	0,36725	20°10′		0,97566	0,37305	20°27′		0,95284	0,38198	20°54′
3	0,99863	0,36447	20°01′	8	0,99027	0,36755	20°11′	13	0,97437	0,37354	20°29′	18	0,95106	0,38270	20°57′
	0,99831	0,36459	20°02′		0,98944	0,36785	20°12′		0,97304	0,37405	20°31′		0,94924	0,38343	20°59′
	0,99795	0,36472	20°02′		0,98852	0,36820	20°13′		0,97169	0,37457	20°32′		0,94740	0,38418	21°01′
4	0,99756	0,36486	20°03′	9	0,98769	0,36851	20°14′	14	0,97030	0,37511	20°34′	19	0,94552	0,38494	21°03′
	0,99714	0,36501	20°03′		0,98676	0,36885	20°15′		0,96887	0,37566	20°35′		0,94361	0,38572	21°05′
	0,99668	0,36518	20°04′		0,98580	0,36912	20°16′		0,96742	0,37623	20°37′		0,94167	0,38651	21°08′
5	0,99619	0,36536	20°04′	10	0,98481	0,36957	20°17′	15	0,96593	0,37681	20°39′	20	0,93969	0,38733	21°10′

Fig. 5. Nomogramă pentru determinarea unghiului $\alpha 0f$.

Egalînd relațiile (18) și (19) și introducîndu-se ξ_{0f} din (20) rezultă:

$$m'_f z\left(\frac{\frac{\pi}{2}+2\xi \operatorname{tg}\alpha_{0n}}{z}+\operatorname{ev}\alpha_{0f}-\operatorname{ev}\alpha_{0n}\right)=\left(\frac{\pi}{2}+2\xi' \operatorname{tg}\alpha_{0n}\right)m'_f$$

sau

$$\xi'_f=\xi_f+\frac{z\xi_{0f}}{2} \tag{21}$$

Valoarea lui ξ_{0f} se citește din fig. 1 în funcție de α_{0f}.

În mod asemănător se determină suma coeficienților de corijare, dacă se cunoaște distanța între axe. În acest scop se scrie suma coeficienților de corijare echivalenți.

$$\xi'_s=\xi_s+\frac{z_1+z_2}{2}\xi_{0f}. \tag{22}$$

Din relația (22) rezultă suma coeficienților de corijare (reală)

$$\xi_s=\xi'_s-\frac{z_1+z_2}{2}\xi_{0f}.$$

Notînd

$$\xi'_s=\frac{z_1+z_2}{2}\xi_0$$

rezultă:

$$\xi_s=\frac{z_1+z_2}{2}(\xi_0-\xi_{0f})$$

unde ξ_0 se citește din fig. 1 în funcție de λ_0, calculat cu relația

$$\lambda_0=\frac{A}{m'_f\frac{z_1+z_2}{2}}-1. \tag{23}$$

Unghiul de angrenare în planul frontal α_f se citește din fig. 1 în funcție de λ_0.

Distanța între axe se determină în mod analog, ca la roțile dințate cu dinți drepți, însă înlocuind m prin m'_f. Valoarea lui λ_0 rezultă din fig. 1, în funcție de ξ_0 calculat cu relația

$$\xi_0=\frac{\xi'_s}{\frac{z_1+z_2}{2}}. \tag{24}$$

La calculul grosimii arcului dintelui trebuie să se țină seama de faptul că valoarea calculată corespunde secțiunii frontale. Grosimea dintelui în secțiune normală rezultă din relația:

$$s_{nx}=s_{fx}\cos\beta_x$$

iar

$$\operatorname{tg}\beta_x=\frac{D_x}{mz}\sin\beta_d.$$

VERIFICAREA UNUI ANGRENAJ CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CORIJAT UNGHIULAR

Parametrii sculei :

$$m=10 \text{ mm} ; \ \alpha_0=20° ; \ c_0=0{,}25 ; \ f_0=1$$

Parametrii angrenajului :

$$z_1=14 ; \ z_2=42 ; \ \xi_1=0{,}47 ; \ \xi_2=-0{,}63$$

(Exemplul din comunicarea anterioară, verificarea angrenajului)

Nr.	Simbol	Calculul mărimilor geometrice
1	ξ_0	$\xi_0=\frac{2(\xi_1+\xi_2)}{z_1+z_2}=-0{,}00571$
2	λ_0	$\lambda_0=0{,}00590$ (fig. 1)
3	α	$\alpha=19°3'$
4	A	$A=A_0(\lambda_0+1)=278{,}16$ mm
5	D_d	$D_{d1}=140$ mm ; $D_{d2}=420$ mm
6	D_r	$D_{r1}=139{,}08$ mm ; $D_{r2}=417{,}24$ mm
7	D_f	$D_{f1}=125{,}40$ mm ; $D_{f2}=383{,}40$ mm
8	h	$h=21{,}80$ mm
9	D_e	$D_{e1}=169$ mm, $D_{e2}=427$ mm
10	s'_{e1}	$s'_{e1}=\frac{s'_{e1}}{m}=(\lambda_{0e_1}+1)\left[\frac{\pi}{2}+0{,}728\,\xi_1-0{,}364\,z_1\xi_{0e_1}\right]$ $\lambda_{0e_1}=\frac{D_{e1}}{D_{d1}}-1=\frac{169}{140}-1=0{,}21$ $\xi_{0e_1}=0{,}315$ $s'_{e1}=(1+0{,}21)\left(\frac{\pi}{2}+0{,}728\cdot 0{,}47-0{,}364\cdot 14\cdot 0{,}315\right)=0{,}38$ vezi și diagrama din [1] Verificarea la ascuțire a roții 2 nu e necesară, fiind corijată negativ.

(continuare)

Nr.	Simbol	Calculul mărimilor geometrice
	ε	$\varepsilon = 0{,}1694\,[(\rho_{0e_1}-\rho_0)\,z_1+(\rho_{0e_2}-\rho_0)\,z_2]$ $\rho_{0e_1}=0{,}612 \quad \rho_{0e_2}=0{,}388 \quad \rho_0=0{,}324 \quad \varepsilon=1{,}60$ vezi și monograma din [1]
	M	$M_1 = mz_1\,(\lambda_0+1)+d_m$ $\xi_{01}=1{,}462\,\frac{d_m}{D_d}-(2{,}158-\xi_1)\,\frac{1}{z_1}$ $\xi_{01}=1{,}462\,\frac{14\cdot 761}{140}-(2{,}158-0{,}47)\,\frac{1}{14}$ $\xi_{01}=0{,}154-0{,}1205=0{,}0335$ $\lambda_{01}=0{,}0303$ (Fig. 1) $M_1=10\cdot 14\,(1+0{,}0303)+14{,}761=144{,}24+14{,}761$ $M_1=159{,}001$ mm

Pentru verificarea calitativă a profilelor unor roți dințate pentru niște mașini-unelte fabricate la noi în țară s-a pus problema comparării profilului real cu profilul teoretic. În acest scop, s-a trasat profilul teoretic al unei roți având $m=2$ mm, $z=80$ dinți punct cu punct, determinîndu-se cu ajutorul nomogramei din fig. 2, razele de curbură ale profilelor dinților. Valorile obținute pentru roata dințată sînt indicate în tabela alăturată.

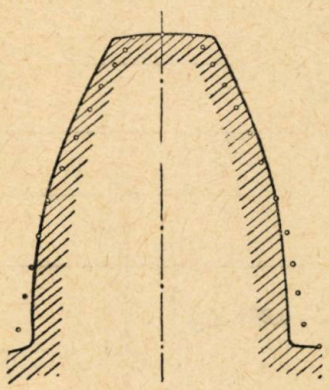


Fig. 6.

Cu ajutorul valorilor obținute, s-a trasat profilul teoretic care s-a comparat cu profilul real, mărit cu un microscop cu ecran proiector. Desenul din fig. 6 arată comparativ cele două profile, de unde rezultă că profilul dintelui roții avînd $m=2$ mm și $z=20$ dinți prezintă o seamă de abateri importante.

D mm	38	39	40	41	42	43	44
λ_0	−0,05	−0,025	0	0.025	0,05	0,075	0,100
α	8° 30′	15° 24′	20°	23° 33′	26° 31′	29° 3′	31° 20′
ρ_0	0,141	0,2585	0,342	0,409	0,4685	0,521	0,572
ρ mm	2,68	5,04	6,84	6,385	9,838	11,202	12,584

К ВОПРОСУ О НОМОГРАФИЧЕСКОМ МЕТОДЕ РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

(РЕЗЮМЕ)

Указывается применение диаграмм и номограмм предыдущей работы, представленной на научной сессии Тимишорского Политехнического Института в 1958 г., для расчета величин, необходимых при проверке цилиндрических зацеплений с косыми зубьями.

CONTRIBUTIONS À UNE MÉTHODE NOMOGRAPHIQUE DE CALCUL DES ROUES DENTÉES CYLINDRIQUES. II

(RÉSUMÉ)

On donne un généralisation de la méthode du calcul de la géométrie des angrenages cylindriques présentée dans une note en 1958. On indique le calcul des grandeurs nécéssaires à la vérification dimensionnelle des engrenages cylindriques à dents droits ainsi que le calcul et la vérification des grandeurs géométriques des engrenages cylindriques à dents hélicoidaux se basant sur les nomogrammes et les diagrammes du travail précédent completés avec quelques nouveaux diagrammes.

Pour éclaircir les notions on présente 2 exemples de calcul.

BIBLIOGRAFIE

1. Horovitz B., Kovacs F., Contribuție la o metodă nomografică de calcul a roților dințate cilindrice cu dinți drepți. Comunicare prezentată la sesiunea I.P.T. — 1958.
2. Horovitz B., *Angrenaje cilindrice*. Editura tehnică, București, 1959.
3. Williamson N., *Machinery*, New York 1957, p. 1445—1446 și 1958, p. 127—131.

TURBINA KAPLAN CU PALETELE DISPUSE ÎN REȚEA MIXTĂ DE PROFILE

DE

A. BÂRGLĂZAN, VIORICA ANTON, M. POPOVICIU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Soluția clasică a turbinei Kaplan impune reglarea simultană a paletelor rotorului și statorului. În felul acesta poziția relativă a paletelor corespunde întotdeauna celui mai bun randament. Curba de garanție realizată este foarte plată, indicînd o bună comportare a turbinei la variații mari ale încărcării, adică menținînd randamente ridicate în limite foarte largi.

Turbina Kaplan cu palete fixe, deși atinge un randament ridicat în punctul de proiectare, acesta scade mult la variații ale încărcării, deoarece unghiul de incidență se modifică și la incidențe mari lichidul se desprinde de pe paletă, fenomen însoțit inevitabil de pierderi.

Pe de altă parte, tendința micșorării numărului paletelor pentru a reduce pierderile prin frecare poate avea ca urmare o nestabilitate în funcționare, fenomen care se manifestă mai pronunțat la turbinele cu palete fixe.

În cazul turbinelor de putere mică și mijlocie sistemul clasic de reglare devine neeconomic. De aceea se cere rezolvată problema îmbunătățirii caracteristicilor energetice și cavitaționale ale turbinei Kaplan cu palete fixe fie prin modificări constructive aduse rotorului, fie printr-un studiu temeinic al celor mai potrivite profile hidrodinamice.

O altă problemă care preocupă pe cercetătorii din domeniul turbinelor axiale este problema extinderii domeniului lor de funcționare la sarcini și turații specifice mari.

Astăzi în literatura de specialitate se cunosc următoarele soluții constructive care răspund problemelor enumerate:

1. Rotorul cu palete duble, realizat de ing. S. P. Tihanovski [1]. Paletele acestui rotor sînt fixate două cîte două pe un fus. În felul acesta se obține un rotor cu număr mare de palete — necesar în cazul sarcinilor mari — înzestrat cu un mecanism de reglare simplu, întrucît toate elementele de reglare s-au redus pentru jumătate din numărul paletelor.

Cercetările experimentale au scos în evidență calitățile energetice și cavitaționale ale acestui rotor.

2. Inginerii Goldin și Lebedev de la Uzinele Metalurgice din Leningrad au realizat o turbină axială formată din doi rotori care se rotesc în sens contrar, fiind calați pe doi arbori concentrici. Din studiile teoretice ale lui Kasparov [2] și din cercetările experimentale au rezultat avantajele acestei soluții care constau în faptul că sarcina totală se imparte pe cei doi rotori, reducîndu-se astfel portanța profilelor, deci coeficientul de cavitație și desprinderile. De asemenea s-a observat că repartiția vitezelor în curentul de după rotor este mai favorabilă.

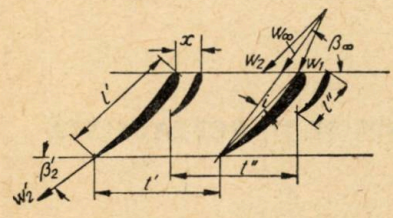


Fig. 1. Secțiune cilindrică printr-un rotor cu palete dispuse în rețea mixtă de profile.

3. O lucrare precedentă [3] a prezentat soluția rotorului de turbină Kaplan cu palete fixe, cu fante. Aceste fante fac legătura între cele două fețe ale profilului. La debite diferite de debitul nominal, curentul de apă trece prin aceste fante, de pe intrados pe extradosul profilului, și urmăresc conturul acestuia, eliminînd desprinderile. Cercetările experimentale au arătat că turbina cu palete cu fante prezintă o funcționare mult mai stabilă, menținînd aceleași randamente.

Lucrarea de față prezintă o altă soluție: turbina Kaplan cu paletele dispuse în rețea mixtă de profile. Constructiv, rotorul se realizează, adăugînd pe lîngă paletele normale un rînd de palete scurte, montate la o mică distanță de extradosul profilului, așa cum indică figura 1 care reprezintă o secțiune cilindrică prin rotor.

Prin felul cum sînt dispuse, aceste palete întîrzie desprinderea stratului limit, dar în același timp prezența lor face ca rotorul să întrunească unele din calitățile rotorului cu număr mare de palete.

În adevăr, considerînd că rotorul funcționează numai cu paletele normale, el va transforma energia specifică H' conform ecuației fundamentale a turbinelor Kaplan.

$$\eta' g H' = \left(C_a \frac{l}{t}\right)' u' w'_\infty \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \vartheta'}{\operatorname{tg} \beta'_\infty}\right). \tag{1}$$

Funcționînd rotorul numai cu paletele auxiliare va prelua sarcina H'', iar ecuația fundamentală se va scrie în acest caz:

$$\eta'' g H'' = \left(C_a \frac{l}{t}\right)'' u'' w''_\infty \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \vartheta''}{\operatorname{tg} \beta''_\infty}\right). \tag{2}$$

Rotorul cu ambele serii de palete montate va prelua în principiu o sarcină $H = H' + H''$, care, în cazul unui rotor echivalent cu un singur rînd de palete, corespunde unei ecuații fundamentale de forma:

$$\eta g H = \left(C_a \frac{l}{t}\right) u w_\infty \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \vartheta}{\operatorname{tg} \beta_\infty}\right). \tag{3}$$

Toate aceste relații s-au scris în ipoteza că debitul care trece prin turbină este același.

Cu oarecare aproximație se pot considera și randamentele aceleași $\eta' = \eta'' = \eta$ și de asemenea se poate neglija raportul $\operatorname{tg}\vartheta/\operatorname{tg}\beta_\infty$ în toate cazurile.

Fără a introduce erori prea mari se poate considera

$$w'_\infty \cong w''_\infty \cong w_\infty$$

deoarece din expresia

$$w_\infty = v_m^2 + \left(u - \frac{v_{u1}}{2}\right)^2$$

se poate vedea că influența componentei tangențiale v_{u1} a vitezei absolute — singura care variază cu sarcina — este neînsemnată față de v_m și u, care în toate trei ipotezele de mai sus sînt egale.

Cu aceste aproximații se poate scrie:

$$C_a \frac{l}{t} = C'_a \frac{l'}{t'} + C''_a \frac{l''}{t''} \tag{4}$$

și deoarece $t = t' = t''$

$$C_a = C'_a \frac{l'}{l} + C''_a \frac{l''}{l}.$$

Întrucît raportul $\frac{l'}{l} \cong 1$ relația (4) devine:

$$C_a = C'_a + C''_a \frac{l''}{l}. \tag{5}$$

Interpretarea acestei relații se poate face urmărind fig. 2 care reprezintă polara unui profil.

Se poate urmări din figură că profilele paletelor rotorului echivalent, pentru a prelua sarcina luată de rotorul cu palete mixte ar avea, conform relației (5) o portanță mai mare decît fiecare din cele două cazuri analizate anterior ($C_a > C'_a$; $C_a > C''_a$) ceea ce înseamnă că funcționează pe acea porțiune a polarei unde incidențele sînt mari. Deci apar inevitabil desprinderi, pierderi mari de sarcină, randamente mici.

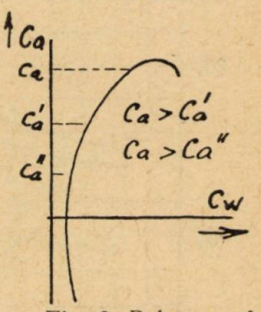


Fig. 2. Polara unui profil.

De asemenea, coeficientul depresiunii maxime $k_{p\,max}$ are valori mari, deci rotorul are caracteristici cavitaționale nefavorabile.

În schimb profilele paletelor rotorului cu palete mixte, pentru aceeași sarcină vor funcționa în zona incidențelor mici (fig. 2) care e mult mai favorabilă.

Din aceste considerente se poate presupune că un rotor cu paletele dispuse în rețea mixtă va prezenta o mai mare stabilitate în funcționare și va avea o curbă de garanție mai plată.

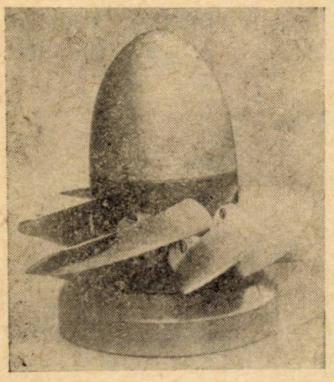


Fig. 3. Rotorul cu palete dispuse în rețea mixtă (foto).

În schimb, prezența paletelor mici introduce rezistențe suplimentare, al căror efect se resimte prin scăderea randamentului.

Cercetările experimentale au fost efectuate pe un rotor de turbină Kaplan cu 5 palete fixe, alcătuite din racordarea a trei profile Jucovski, studiate în centrul celor trei rotori elementari.

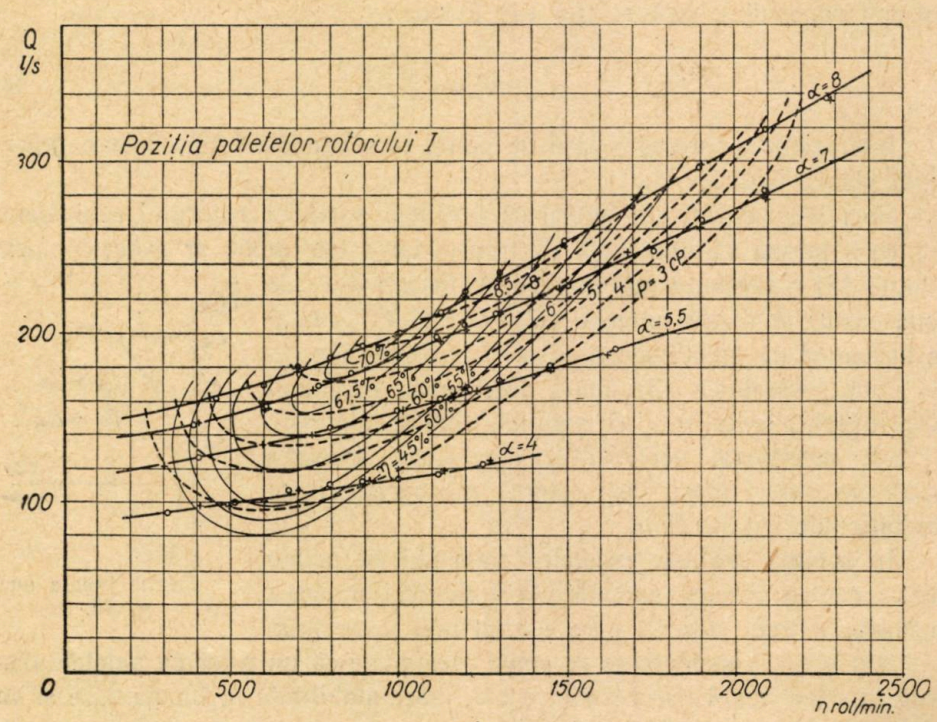
Pentru execuția paletelor mici s-au menținut în centrul celor 3 rotori elementari aceleași profile reduse la scara 1/2. Dispoziția lor se poate vedea în fig. 3.

Dimensiunile rotorului încercat sînt $D=270$ mm, $d=130$ mm datele de proiectare fiind $Q=196$ l/s, $H=4{,}6$ m, $n=1120$ r/m.

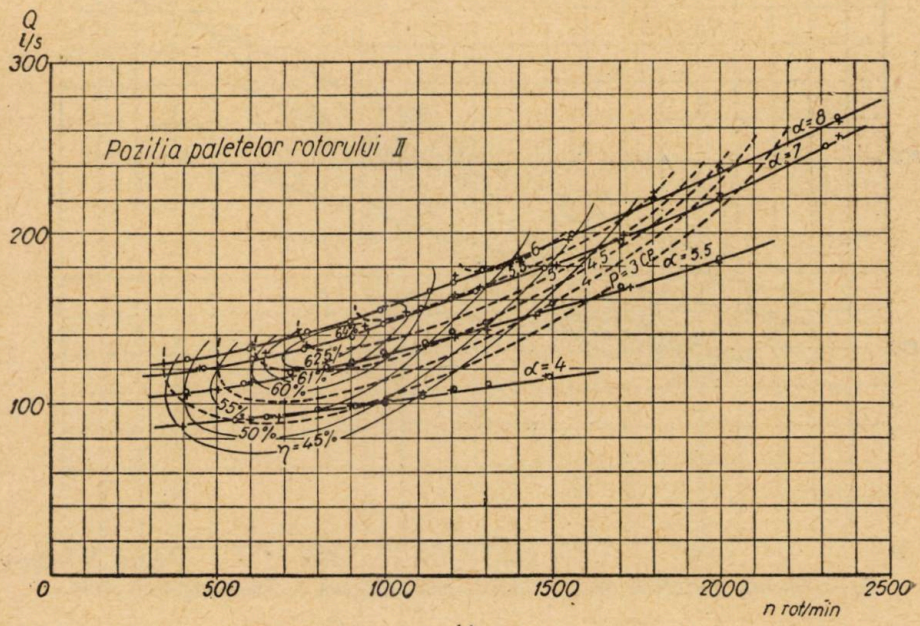
Metodica experimentală este cea cunoscută.

S-a încercat întîi rotorul cu palete normale și s-au trasat curbele universale în sistemul $Q=f(n)$. Ele sînt reprezentate în fig. 4 *a, b, c* pentru trei poziții ale paletelor rotorului.

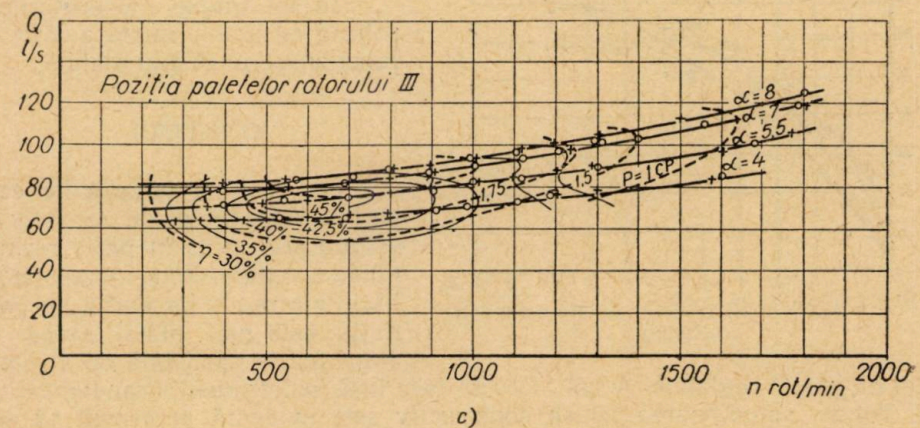
În fig. 5 sînt date aceleași curbe pentru rotorul cu palete mixte.



a)



b)



c)

Fig. 4, *a, b, c.* Curbele universale ale rotorului cu palete normale, pentru trei poziții ale paletelor rotorului.

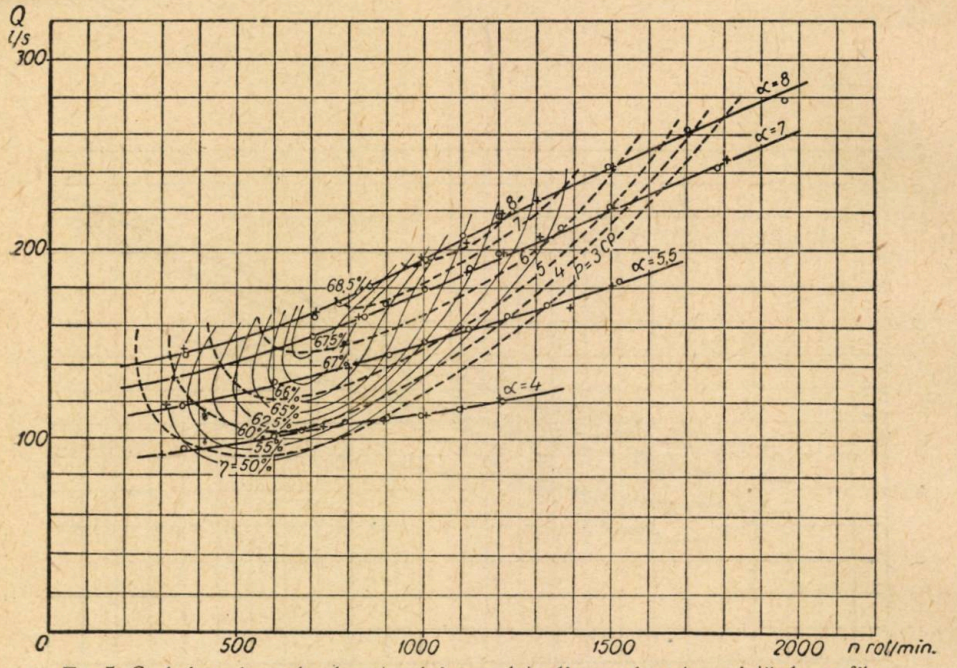


Fig. 5. Curbele universale ale rotorului cu palete dispuse în rețea mixtă de profile.

Fig. 6 reprezintă curbele de garanție $\eta = f(P)$ pentru rotorul normal cu paletele rotorului reglabile (curbele pline) și pentru rotorul cu palete mixte (curbele cu linie întreruptă), la turația de regim $n = 1120$ rot/min.

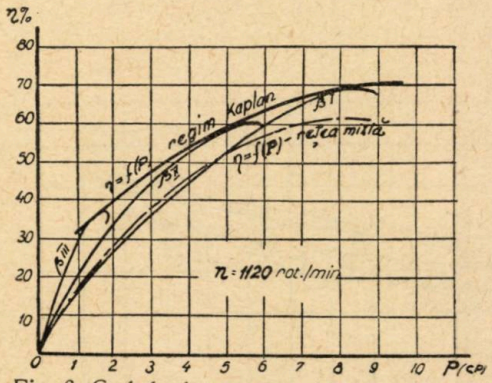


Fig. 6. Curbele de garanție ale celor doi rotori încercați.

În tot timpul măsurătorilor rotorul cu palete mixte a avut o funcționare mult mai stabilă.

CONCLUZII

Din analiza cercetărilor experimentale se poate spune că soluția și-a atins în parte rezultatele scontate. Zona de nestabilitate s-a redus iar curba de garanție este mai plată, avînd o alură foarte apropiată de a rotorului cu palete reglabile. Acest lucru se face însă în detrimentul randamentului. Totuși, simplificarea adusă constructiv este evidentă în sensul că se renunță la reglajul paletelor rotorului adăugîndu-se în schimb paletele mici care fiind asemenea celor mari nu necesită decît confecționarea unui model, respectiv operațiile de turnare și prelucrare.

ТУРБИНА КАПЛАН С ЛОПАТКАМИ РАСПОЛОЖЕННЫМИ В СМЕШАННОЙ СЕТИ ПРОФИЛЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучается ротор турбины Каплан, с лопатками расположенными в смешанной сети профилей, (кроме нормальных лопаток, ротор имеет ряд коротких лопаток, установленных на небольшом растоянии от внешней поверхности профиля).

Экспериментальные исследования показывают, что этот ротор, несмотря на то что его к. п. д. меньше нормального, более стабилен в работе и имеет более гладкую гарантийную кривую.

LA TURBINE KAPLAN À AUBES DISPOSÉES EN GRILLE MIXTE À PROFILS

(RÉSUMÉ)

On étudie une roue de turbine Kaplan à aubes disposées en grille mixte à profils. A côté des aubes normales la roue a une série d'aubes courtes montées très près de l'extrados du profil. La roue présente une plus grande stabilité pendant son fonctionnement et une courbe de garantie plus plate quoique le rendement de cette roue soit moindre que celui de la roue normale.

BIBLIOGRAFIE

1. S. P. Tihanovski, Novîi tip visokonapornoi povorotnolopastnoi turbinî. Gidrotehniceskoe stroitelstvo nr. 3, 1959.
2. Kasparov, La problema folosirii teoremei lui N. E. Jucovschi în rețele duble. Kotloturbostroenie nr. 4, 1950.
3. A. Bărglăzan, V. Anton, O. Popa, Cercetări asupra funcționării turbinelor axiale cu palete cu fante. Studii și Cercetări, Științe Tehnice, Tom. VII, nr. 1—2, 1960.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI ÎNCERCAREA MOTORULUI D 36 M RANDAMENTUL VOLUMETRIC

DE

M. BĂNĂRESCU, T. RAICA, M. TRUȘCULESCU, N. BOBOESCU, P. COJEREANU
N. LEMNEANU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Lucrarea se încadrează în o serie de cercetări efectuate de către Catedra de mașini termice de la Institutul politehnic Timișoara asupra motoarelor fabricate la noi în țară. Ea are de scop să urmărească încărcarea cu aer în timpul aspirației a motorului D 36 M de pe tractoarele UTOS și variația coeficientului de exces de aer la diferite regimuri de funcționare, în vederea măririi puterii și eventual a îmbunătățirii parametrilor de funcționare a motorului.

Experiențele s-au făcut pe motoarele D 35 M seria 3787 (Nr. I) și D 36 M serie 3682 (Nr. II) în Laboratorul de mașini termice (fig. 1). S-au urmărit în special variația randamentului volumetric η_v și a coeficientului de exces de aer λ în diferite condiții de funcționare a motorului. Încercările făcute pe un motor cuprind două etape

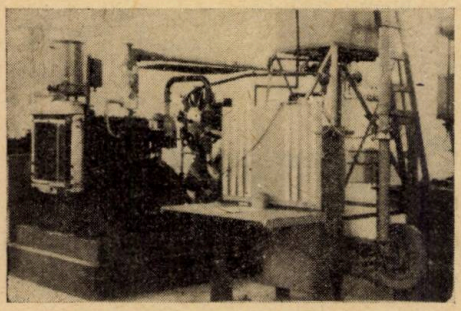


Fig. 1. Vedere de ansamblu.

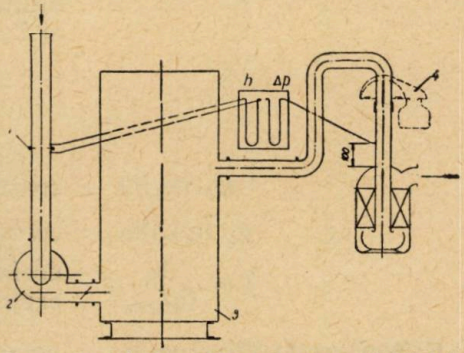


Fig. 2. Instalație pentru măsurarea debitului de aer.

Prima serie de măsurători s-a efectuat pentru stabilirea depresiunilor Δp din conducta dintre cele două filtre de aer ale motorului. Pentru aceasta s-a montat o priză de presiune între cele două filtre, fig. 2.

A doua serie de măsurători s-a făcut cu instalaţia pentru măsurarea debitului de aer montată şi căutînd să se realizeze la un acelaşi regim de funcţionare aceeaşi depresiune Δp ca în cazul primei serii de măsurători. Acest lucru s-a făcut cu ajutorul unei clapete montată înaintea rezervorului de egalizare a presiunilor.

S-au măsurat:

n (rot/min, — turaţia motorului,
F (div) — numărul de diviziuni la frîna hidraulică,
G (g) — greutatea combustibilului consumat în timpul τ,
Δp (mm H_2O) — depresiunea pe conducta de aspiraţie, între cele două filtre,
h (mm H_2O) — diferenţa de presiune la ajutaj,
B (mm Hg) — presiunea barometrică,
T (°K) — temperatura mediului ambiant,
φ (%) — umiditatea relativă a aerului aspirat,
t_t, t_e, t_u (°C) — temperatura apei la intrarea şi ieşirea din motor, respectiv temperatura uleiului.

Consumul de combustibil s-a determinat prin cîntărire.

Debitul de aer aspirat de motor s-a măsurat cu instalaţia din fig. 2, constînd dintr-un ajutaj de bronz *1*, cu $D=70$ mm şi $d=38{,}5$ mm, un compresor centrifugal *2* şi un rezervor de egalizare a presiunilor *3*, de 0,42 m³, legat la conducta de aspiraţie a motorului în locul primului filtru de aer *4* care s-a îndepărtat. În cursul acestor experienţe nu a fost nevoie de comprimarea aerului, ci de laminarea lui cu ajutorul unei clapete.

S-au calculat:

P_{e0} (CP) — puterea efectivă a motorului redusă la condiţiile normale de funcţionare $B_0=760$ mm Hg şi $T_0=288$ °K, cu formula:

$$P_{e0}=\frac{P_e}{0{,}5\left(\frac{B}{760}\cdot\frac{288}{T}+1\right)}$$

G_e (kg/h) — consumul orar de combustibil,

g_e (g/CPh) — consumul specific de combustibil,

$\lambda=\frac{V_0}{G_e L_{min}}$ — coeficeintul de exces de aer al amestecului explosiv,

V_0 (Nm³ usc/h), V' (m³ um/h) — volumul de aer aspirat de motor, măsurate cu ajutorul normal $\frac{d}{D}=0{,}55$,

$L_{min}=10{,}54$ (Nm³ usc/kg) — aerul minim necesar arderii calculat pentru compoziţia chimică a motorinei $c=0{,}86$; $h=0{,}11$ şi $o=0{,}01$,

$$\eta_v = \frac{G_a}{G_0} = \frac{V'\gamma'}{\frac{V_h n \cdot 60}{2 \cdot 10^3}\gamma_c} = \frac{V'}{0{,}135\, n}$$ — randamentul volumetric al motorului calculat în ipoteza că greutatea specifică a aerului înconjurător γ' este egală cu γ_c greutatea specifică înaintea primului filtru de aer și pentru $V_h = 4{,}5$ l.

S-au ridicat caracteristicile de sarcină pentru turațiile de 800, 1000, 1250 și 1500 rot/min precum și caracteristicile de regulator pentru 1350, 1500 și 1625 rot/min respectiv 1000, 1250 și 1500 rot/min.

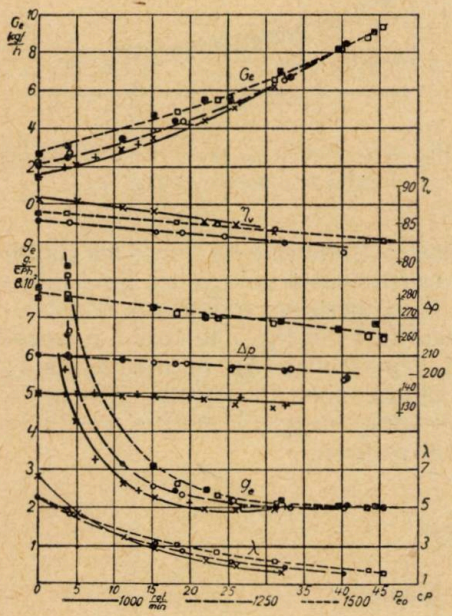


Fig. 3. Curbele λ, g_e, Δp, η_v, și G_e în funcție de P_{e0} pentru motorul nr. I.

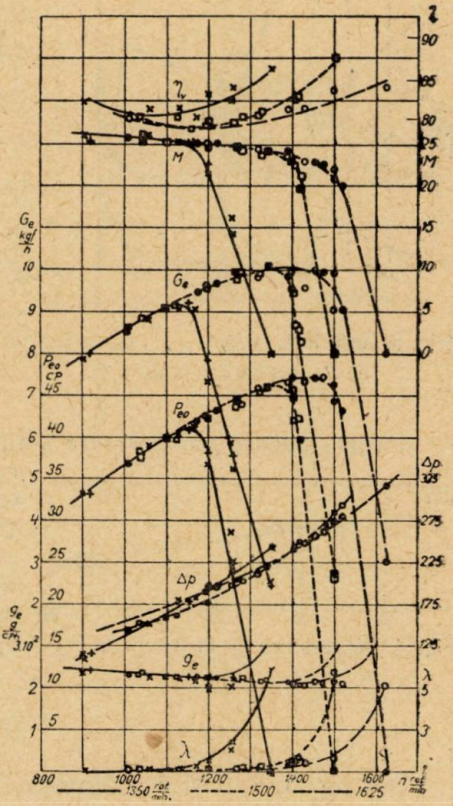


Fig. 4. Curbele λ, g_e, Δp, P_{e0}, G_e, M și η_v, în funcție de n pentru motorul nr. I.

Rezultatele pentru motorul nr. I s-au reprezentat grafic în fig. 3 și 4.

Pentru motorul nr. II sînt reprezentate în fig. 5 și 6 rezultatele obținute la funcționarea motorului cu instalația de aer montată și pentru Δp-urile indicate în figuri.

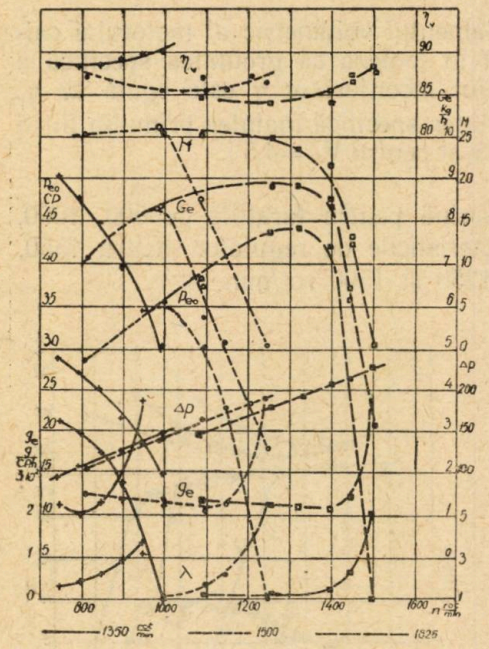


Fig. 5. Curbele λ, g_e, Δp, η_v, și G_e în funcție de P_{e0} pentru motorul nr. II.

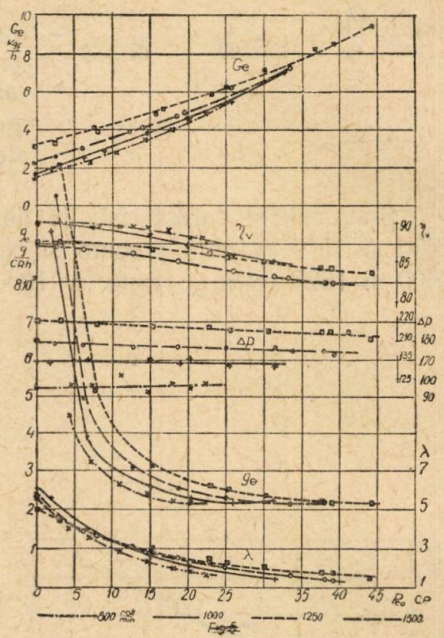


Fig. 6. Curbele λ, g_e, Δp, P_{e0}, G_e, M și v' în funcție de n pentru motorul nr. II.

Pentru fiecare măsurătoare s-au indicat și condițiile de lucru ale motorului, randamentul volumetric fiind influențat de temperatura motorului. Acest lucru rezultă și din fig. 7 în care s-a reprezentat depresiunea Δp în funcție de t_e temperatura apei la ieșirea din motor, pentru mersul în gol, la turație constantă de 1500 rot/min.

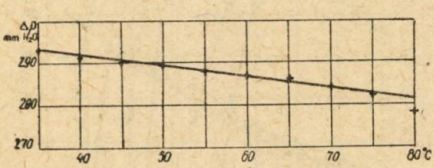


Fig. 7. Depresiunea Δp în funcție de t_e.

CONCLUZII

Din fig. 3, 4, 5 și 6 se constată următoarele:

La o turație constantă randamentul volumetric scade cu creșterea încărcării motorului.

Randamentul volumetric scade cu creșterea turației oscilațiile de presiune de pe conducte ajutînd la încărcarea cilindrului la turații apropiate de 1500 rot/min. Astfel s-au obținut pentru caracteristica de sarcină la $n=1500$ rot/min, randamente volumetrice mai mari ca în cazul caracteristicei $n=1250$ rot/min. Acest lucru reiese și din fig. 8 în care s-au reprezentat η_v și Δp în funcție de turația n, la funcționarea în gol a motorului nr. I.

Randamentul volumetric crește cu λ după cum reiese din fig. 9 și 10 pentru motorul nr. I, respectiv nr. II.

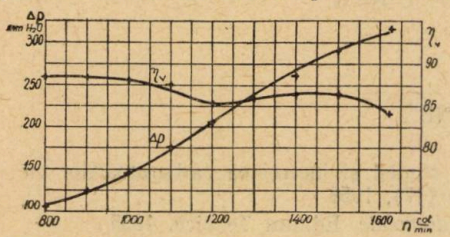


Fig. 8. Curbele η_v, și Δ_p în funcție de n la mers în gol.

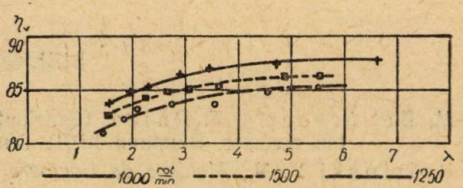


Fig. 9. Curbele η_v în funcție de λ, motorul nr. I.

Caracteristicile de regulator arată că la încărcări mari motorul lucrează cu λ redus, curbele lui λ tinzînd spre o valoare de $\sim 1{,}1$.

La o turație constantă coeficientul de excesiv de aer scade cu creșterea încărcării. Se observă o scădere mai lentă în cazul caracteristicei de sarcină $n = 1500$ rot/min.

Puterea de 45,5 CP la 1500 rot/min s-a obținut cu un $\lambda = 1{,}537$. Cum literatura de specialitate indică pentru motoarele cu antecameră valori de 1,25÷ ÷1,35 pentru λ, se rezultă că ar exista posibilitatea sporirii în continuare a puterii motorului prin reducerea lui λ.

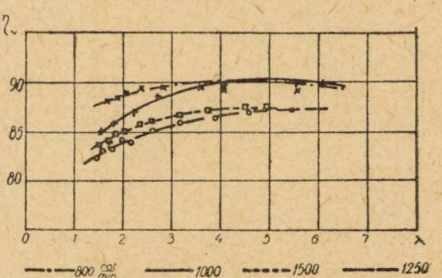


Fig. 10. Curbele η_v în funcție de λ, motorul nr. II.

К ВОПРОСУ ИЗУЧЕНИЯ И ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ Д 36 М. ОБЪЕМНЫЙ К. П. Д.

(РЕЗЮМЕ)

Измерения проведены на двух двигателях Д 36 М выпускаемых УТЕТОС, следя в особенности за изменением объемного к. п. д. η_v и коэффициента избытка воздуха λ при различных режимах работы двигателя. Представлены кривые λ, η_v, g_e, G_e для характеристик нагрузки при 800, 1000 и 1500 об/мин. и для характеристики регулятора при 1350, 1500 и 1625 об/мин.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE DU MOTEUR D 36 M. LE RENDEMENT VOLUMÉTRIQUE

(RÉSUMÉ)

On a mesuré pour 2 moteurs, fabriqués par UTETOS, la variation du rendement volumétrique η_v ainsi que du coefficient d'excès d'air λ pour les différents régimes de fonctionnement. On a représenté les lignes de varia-

tion de λ, η_v, g_e, G_e pour les caractéristiques de charge à 800, 1000, 1500 rot/min et pour la caractéristique de réglage à 1350, 1500 et 1625 rot/m.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Bănărescu şi T. Raica, Contribuţii la studiul şi încercarea carburatoarelor cu tub corector. Buletinul I.P.T. Tomul 3 (17), 1958.
2. Boltinski V. N., *Motoare de tractoare şi automobile.* Editura Tehnică, 1955.

CONTRIBUȚII LA SUDAREA LA RECE A CONDUCTOARELOR DE ALUMINIU ȘI DE CUPRU

DE

D. BOTH

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 7—14 aprilie 1962

1. În prezent la aproape toate instalațiile electrice interioare se utilizează conducte cu conductori de aluminiu, care se îmbină fie pe cale mecanică, fie prin lipire sau sudare. Îmbinările pe cale mecanică se execută prin simplă răsucire a capetelor (fig. 1, *a*), sau utilizînd o clemă (fig. *1*, b) realizată cu un șurub cu piuliță și rondelă elastică. Datorită faptului că aluminiul cedează sub influența presiunii de contact și datorită efectului corosiv pe care-l are umiditatea atmosferică asupra aluminiului în contact cu alte metale, legătura se deteriorează, fapt care reclamă o supraveghere și întreținere atentă.

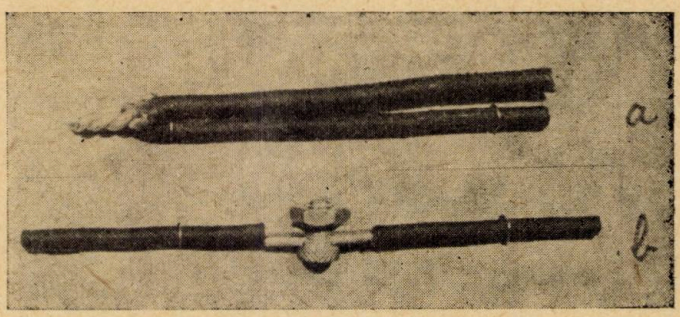


Fig. 1. Îmbinări realizate: *a*, prin răsucire; *b*, prin clemă.

Înnădirea conductoarelor prin lipire sau sudare are dezavantajul că este greoaie, necesită sursă de căldură respectiv curent electric și flux, greu de obținut în condiții de șantier.

La instalațiile electrice interioare la care se întrebuințează conducte cu conductor de aluminiu se ivesc dificultăți în ceea ce privește racordarea conductoarelor la bornele contorului sau la alte aparate, din cauza că aluminiul cedează sub influența presiunii de contact. Limita de fluaj scăzută a

aluminiului face ca forța de apăsare să scadă iar rezistența de contact să crească, rezultînd o încălzire inadmisibilă, care duce apoi la o deteriorare a contactelor. Pentru a evita acest neajuns, este necesar ca la capetele conductoarelor de aluminiu să se adauge sîrme de cupru. Soluția sudării prin topire se poate aplica la aluminiu, sau la cupru, dar nu și în cazul trecerii de la aluminiu la cupru, în care caz sudarea nu se poate realiza din cauza temperaturilor diferite de topire a celor două metale.

2. Sudarea prin presiune la rece poate fi realizată, dacă prin presiunea aplicată la temperatura mediului ambiant aducem atomii mărginași ai uneia dintre piese în sfera de atracție a atomilor celeilalte piese. O altă condiție esențială reușitei sudării este deformația plastică, aceasta pentru a putea deplasa atomii, astfel ca între ei să apară forțe de coeziune.

Într-o comunicare anterioară [9] s-au arătat condițiile de împlinit pentru ca sudarea la rece să reușească. În cadrul aceleași lucrări a fost executată o presă hidraulică cu acționare manuală (forța de presare 2000 kgf). Deși presa este transportabilă s-a dovedit a fi greu de manevrat în dreptul dozelor instalațiilor electrice interioare și în consecință nu a putut fi folosită la înnădirea conductoarelor în condițiuni de șantier.

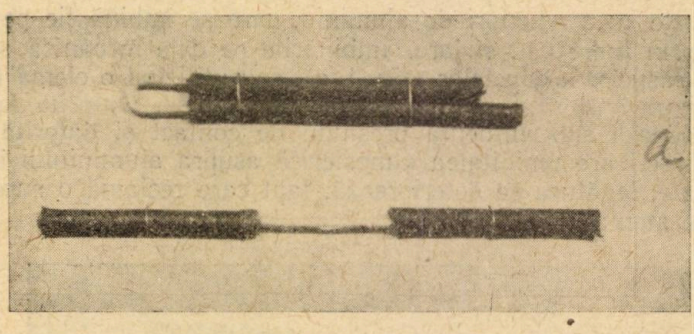


Fig. 2 *a*. Conductoare de aluminiu de 6 mm² secțiune, sudate la rece.

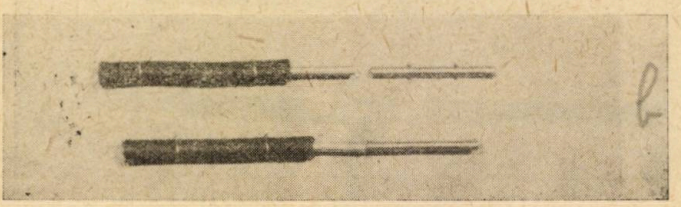


Fig. 2 b. Legătură sudată la rece aluminiu cu cupru de 4,5 mm² secțiune.

3. Pentru rezolvarea înnădirii conductoarelor electrice prin procedeul sudării la rece, la catedra de tehnica sudării, de la Institutul Politehnic din Timișoara s-au efectuat mai multe experiențe și a fost conceput și executat un clește cu acționare manuală. Cu ajutorul dispozitivului se pot suda conductoare de aluminiu cu aluminiu, cupru cu cupru și aluminiu cu cupru de

la 2,5 la 6 mm² secțiune. Dispozitivul are un raport de multiplicare 15, permite prin aplicarea manuală a unei forțe de 30 kgf, dezvoltarea efortului necesar sudării.

Au fost sudate cu dispozitivul conceput, conductoare de aluminiu de 2,75 mm diametru, conductoare de cupru cu cupru de 2,5 mm diametru și conductoare de aluminiu cu cupru de 2,5 mm diametru. Probele sudate au fost supuse unor încercări mecanice și electrice.

O parte din probe au fost încercate la întindere. Rezultatele obținute cu valorile medii sînt trecute în tabela 1.

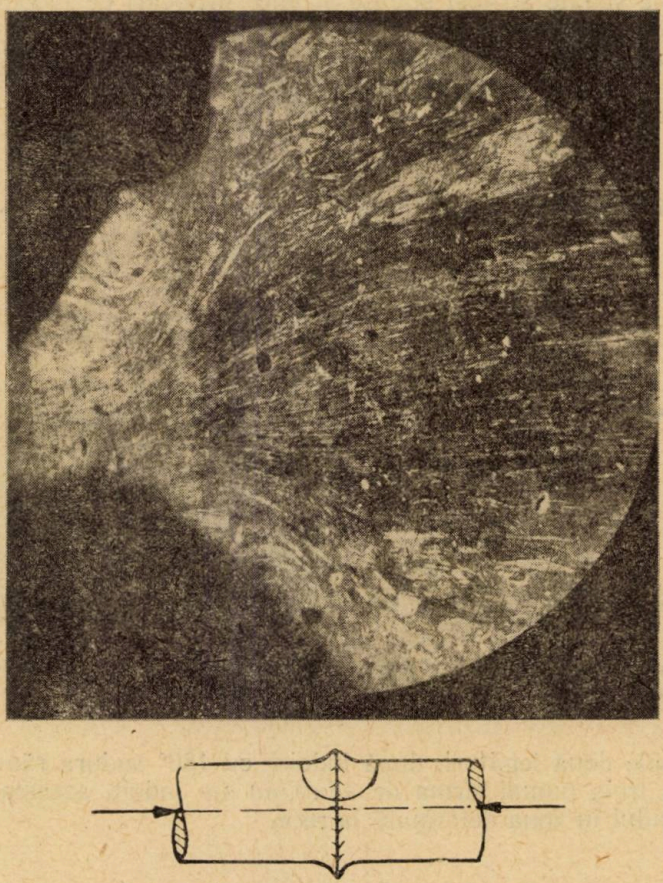


Fig. 3. Microfotografia unei legături sudate.

Legăturile sudate se rup în afara sudurii, datorită faptului că în zona de sudură metalul a fost deformat în mod plastic și astfel s-a produs o creștere a durității.

În microfotografia din (fig. 3, *a*) care reprezintă porțiunea încercuită din (fig. 3, *b*) se pot observa liniile de curgere a metalului.

Tabela 1

Felul conductorului	Diametrul conductorului în mm	Rezistența la rupere în kgf/mm²	Observațiuni
Al+Al	2,75	9,4	Toate probele s-au rupt în afara sudurii
Cu+Cu	2,50	27,8	idem
Al+Cu	2,50	8,75	idem (în aluminiu)

Figurile 4 și 5 indică variația durității în lungul unor legături sudate.

Legăturile sudate au fost supuse și unor încercări de îndoire. În fig 6 sînt reprezentate legături îndoite : între aluminiu și aluminiu (6, *a*) ; între cupru și cupru (6, *b*) ; și între aluminiu și cupru (6, *c*).

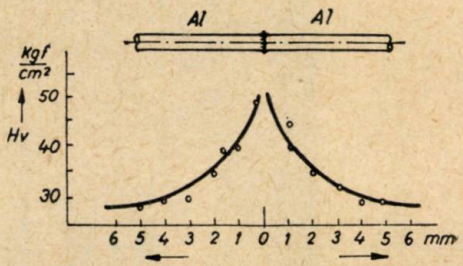


Fig. 4. Variația durității în lungul unei legături sudate aluminiu cu aluminiu.

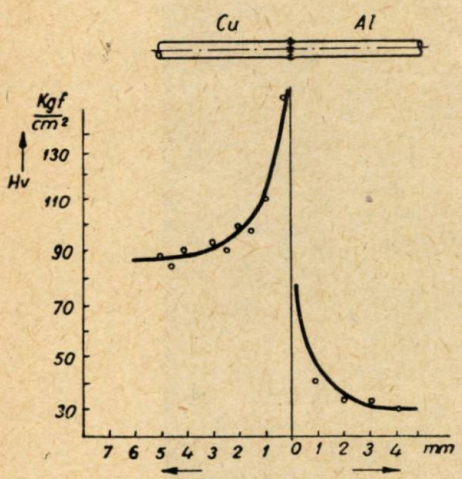


Fig. 5. Variația durității în lungul unei legături sudate, aluminiu cu cupru.

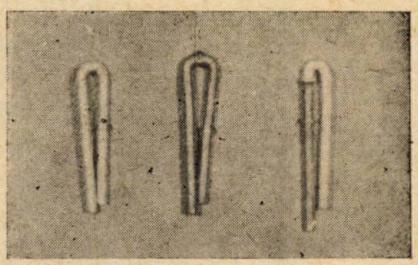


Fig. 6. Legături sudate incercate la îndoire.

La primele două legături, după îndoire cu 180° sudura rămîne la mijloc, iar la a treia numai sîrma de aluminiu s-a îndoit, aceasta din cauza întăririi cuprului în zona deformată la rece.

REZISTENȚA ELECTRICĂ A ÎNNĂDIRILOR

a) Conductoare de aluminiu sudate în capete. După sudare, fără a îndepărta bavura formată au fost indicate reperele *A, B* și *C* (fig. 7), între care au fost măsurate rezistențele electrice, cu o punte dublă Thomson de precizie. Valorile medii măsurate la zece probe și calculate sînt trecute în tabela 2.

Tabela 2

Măsurate între puctele	Diametrul sîrmii în mm	Curentul de măsurare în A	Rezistența în mΩ (medie)	Rezistivitatea în $\Omega \frac{mm^2}{m}$
A—B	2,75	10	0,244	0,0293
B—C	2,75	10	0,244	0,0293

Se observă că valorile obținute pentru porțiunea în care se găsește și locul sudat sînt egale cu valorile medii determinate pentru aceeași lungime a conductorului fără sudură.

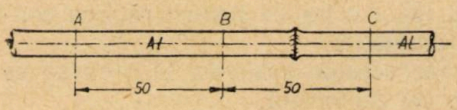


Fig. 7.

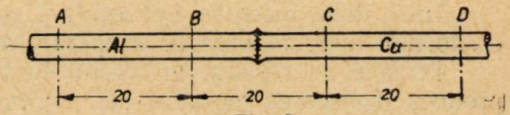


Fig. 8.

b) Conductoarele de aluminiu și cupru sudate în capete. După sudare, fără a îndepărta bavura formată au fost indicate reperele *A, B, C* și *D* (fig. 8) între care au fost măsurate rezistențele. Valorile medii măsurate la 10 probe și calculate sînt trecute în tabela 3.

Tabela 3

Măsurate între punctele	Diametrul sîrmii în mm	Curentul de măsurare în A	Rezistența în mΩ	Rezistivitatea în $\Omega \frac{mm^2}{m}$
A—B	2,5	10	1,21	0,0296
B—C	2,5	10	0,85	—
C—D	2,5	10	0,70	0,0171

Rezistența între B și C a reieșit mai mică decît media celorlalte două segmente, probabil datorită faptului că nu a putut fi fixată legătură exact la mijlocul distanței. După cum rezultă din măsurători (tabela 3), sudura nu opune o rezistență suplimentară în calea curentului electric.

INCERCAREA INNĂDIRILOR LA UN CURENT DE SCURT CIRCUIT

In mod normal siguranțele instalațiilor electrice interioare sînt astfel dimensionate ca să se topească practic instantaneu la un curent de 2,5 ori mai mare decît curentul nominal.

Deoarece dispozitivul poate fi întrebuințat și la sudarea înfășurărilor primare din aluminiu ale transformatoarelor, care în prezent se înnădesc prin răsucire și cositorire, condițiunile de încercare ale înnădirilor au fost mai severe decît în cazul conductoarelor instalațiilor electrice interioare. Curentul de scurtcircuitare a fost de 20 ori curentul de durată, conductorul

încercat a fost supus simultan și la un efort de întindere de 0,5 kgf/mm², iar durata de scurtcircuitare a fost de 4 s. Rezultatele încercărilor au fost trecute în tabela 4.

Tabela 4

Felul conductorului	Secțiunea în mm²	Curentul de durată în A	Curentul de scurt circuit în A	Durata de acționare în s	Numărul șocurilor de curent
Al+Al	6	18	360	4	10
Al+Cu	4,9	13,5	270	4	

Între două încercări consecutive s-a făcut o pauză pentru răcirea conductorului încercat pînă la temperatura ambiantă.

Probele au rezistat în condițiuni bune acestor încercări fără ca să se producă desfacerea legăturii sau topirea conductorului.

4. În concluzie, încercările au arătat că sudarea la rece a conductoarelor poate fi folosită cu succes atît în instalațiile electrice interioare cît și la sudarea înfășurărilor primare și secundare ale transformatoarelor dacă acestea sînt din aluminiu.

Față de metodele folosite în prezent, procedeul prezintă următoarele avantaje :

— îmbinarea are o rezistență bună la tracțiune,

— la locul îmbinării nu se remarcă o variație a rezistenței electrice față de restul conductorului,

— procedeul nu necesită material de adaos și nici flux pentru sudare, nu consumă energie calorică sau electrică,

— se elimină deranjamentele instalațiilor electrice interioare, datorită slăbirii și încălzirii contactelor,

— posibilitatea de a executa îmbinările sudate la rece la locul instalației sau pe șantier, prin folosirea unui utilaj simplu, ușor transportabil, acționat cu mîna,

— posibilitatea de a monta terminațiuni de cupru la contoare și alte aparate.

Rezultatele economice se oglindesc prin :

— reducerea prețului de cost al înnădirilor și prin aceasta realizarea unor însemnate economii,

— economisirea unor cantități importante de alamă și mînă de lucru folosite la confecționarea clemelor și cositorul întrebuințat la lipire.

О ХОЛОДНОЙ СВАРКЕ АЛЮМИНИЕВЫХ ПРОВОДНИКОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассматривается новый метод сварки электрических проводников. При помощи простого приспособления (клещей) автор осуществляет соединения между алюминиевыми проводниками, а также между

алюминиевыми и медными проводниками, определяя механические и электрические свойства соединений.

Применяя метод предложенный автором, можно избежать трудновыполнимых и дорогостоющих соединений, производимых в настоящее время другими методами.

CONTRIBUTIONS AU SOUDAGE À FROID DES CONDUCTEURS ÉLECTRIQUES EN ALUMINIUM

(RÉSUMÉ)

On étudie une nouvelle méthode pour le soudage des conducteurs électriques. L'auteur a réalisé à l'aide d'un dispositif l'assemblage des conducteurs en aluminium et des conducteurs en aluminium et en cuivre en déterminant les propriétés mécaniques et électriques de la soudure exécutée. Par l'application de la méthode préconisée par l'auteur on peut éviter l'assemblage couteux et difficile a exécuter, effectué par les autres méthodes.

BIBLIOGRAFIE

1. Miklosi C., *Az ötvözetek képződéséről*, Urania, Budapest 1918.
2. Baranov I. B., *Holodnaia cvarka plasticinih metallov.*
3. Ainbinder S. B., *Novie sposobi svarki dovleniem.*
4. Baranov I. B., Vestnik electropromișlennosti nr. 4/1951.
5. Hoffmann W. și Ruge L., Zeitschrift für Metallkunde, Heft 5/1952.
6. Hrenov K. K., Svarocinoe Proizvodstvo nr. 3/1956.
7. Ainbinder S. B., Svarocinoe Proizvodstvo nr. 12/1956.
8. Hoscovec I. și Vaclav P., Zvaranie nr. 12/1956.
9. Both D., Metalurgia și Construcția de Mașini nr. 5/1958.

O NOUĂ METODĂ DE PROIECTARE A REȚELELOR DE PROFILE SUBȚIRI ÎN IPOTEZA INTRĂRII FĂRĂ ȘOC

DE

A. BĂRGLĂZAN m.c. al Academiei R.P.R. și O. POPA

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

I. INTRODUCERE

Punctul de plecare al metodelor moderne de dimensionare a rotorilor mașinilor hidraulice axiale, îl constituie calculul rețelelor de profile plane și rectilinii. Rețeaua plană de profile se obține prin desfășurarea unor secțiuni cilindrice coaxiale ale rotorului.

Multitudinea parametrilor care trebuiesc observați în cazul proiectării a condus la rezolvarea problemei în etape. În prima etapă, pornind de la parametrii hidrodinamici cunoscuți — în ipoteza scurgerii potențial teoretice — se determină parametrii geometrici ai rețelei. Datele obținute pe această cale se corectează ulterior observîndu-se influența parametrilor neglijați în parcurgerea primei etape și anume: influența vîscozității fluidului, a forțelor centrifugale, a dispunerii în evantai, a pierderilor interstițiale etc.

Problema determinării parametrilor geometrici ai rețelelor de profile atunci cînd se cunosc parametrii hidrodinamici — în terminologia consacrată — poartă numele de „Problema inversă a rețelelor de profile" sau „Prima problemă principală a rețelelor de profile".

„A doua problemă principală a rețelelor de profile" sau „Problema directă" rezolvă problema scurgerii potențial teoretice în jurul unei rețele de geometrie cunoscută.

În cele ce urmează se construiește o metodă de proiectare pentru rețele plane de profile subțiri (problema inversă) cu scheletul în arc de parabolă în ipoteza fluidului ideal, incompresibil și a intrării fără șoc. Punctul de plecare îl constituie „problema directă" formulată de H. Krüger [1] conform unei idei dezvoltate de G. Klingemann [2].

Conform metodei citate [1], un profl subțire, asimilabil din această cauză cu scheletul, dispus simetric față de origine sistemului de axe *Oxy*, cu

scheletul în formă de parabolă și cu coarda de lungime l, are următoarea expresie analitică :

$$\frac{y_S}{l} = \frac{A}{2}\left(1-4\frac{x^2}{l^2}\right) \tag{1.1}$$

Operînd schimbarea de variabilă

$$\xi = \frac{2x}{l}; \quad \eta_S = \frac{2y_S}{l} \tag{1.2}$$

obținem expresia mai simplă

$$\eta_S = A(1-\xi^2) \tag{1.3}$$

Considerînd o rețea de profile cu geometria cunoscută (fig. 1.1) circulația totală Γ și repartiția vitezelor în lungul conturului profilului W_K, se pot obține din relațiile :

$$\Gamma = lW_a(G_{0a}\Gamma_0^* + G_{1a}\Gamma_1^* + G_{2a}\Gamma_2^*) + lW_{\infty u}(G_{0u}\Gamma_0^* + G_{1u}\Gamma_1^* + G_{2u}\Gamma_2^*) \tag{1.4}$$

$$W_K = W_a(G_{0a}u_0^* + G_{1a}u_1^* + G_{2a}u_2^*) + W_{\infty u}(G_{0n}u_0^* + G_{1u}u_1^* + G_{2n}u_2^*) \tag{1.5}$$

unde W_a și $W_{\infty u}$ reprezintă proiecția vitezei de la infinit W_∞ perpendiculară și în lungul axei rețelei, iar U_n^* și Γ_n^*, vitezele și circulațiile specifice de ordinul n ($n=0, 1, 2,$)

Coeficienții G_{na} și G_{nu} ($n=0, 1, 2$), pentru profilele exprimabile prin relația (1, 3) sînt definiți de relațiile :

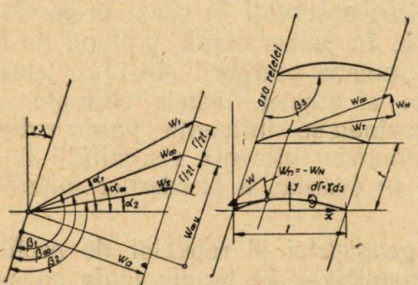


Fig. 1.1. Geometria rețelei de profile subțiri și planul vitezelor.

$$G_{0a} = -\cos\beta_S$$

$$G_{1a} = -2A\sin\beta_S$$

$$G_{2a} = 2A\bar{u}_{0H}^*\cos\beta_S + 4A^2\bar{u}_{1H}^*\sin\beta_S. \tag{1.6}$$

$$G_{0u} = -\sin\beta_S$$

$$G_{1u} = 2A\cos\beta_S$$

$$G_{2u} = 2A\bar{u}_{0H}^*\sin\beta_S - 4A^2\bar{u}_{1H}^*\cos\beta_S. \tag{1.7}$$

unde u_{nH}^* ($h=0,1$) reprezintă mediile aritmetice ale vitezelor tangențiale u_n^* aferente extradosului și intradosului profilului în dreptul bordului de fugă, introduse în relațiile de mai sus în scopul perceperii influenței unghiului de instalare pentru profilele curbate.

Circulațiile specifice Γ_n^*, vitezele specifice u_n^* și vitezele medii u_n^*, s-au calculat pornindu-se de la distribuția vitezelor normale scheltului, $W_N \cdot W_N$ fiind componenta normală scheletului a vitezei W_∞, pentru ca scheletul să fie o linie de curent, sistemul de singularități care suplinește profilul, trebuie să inducă o viteză w, a cărei componentă normală W_n să satisfacă condiția $W_N = -w_N$.

Deoarece W_T componenta tangențială scheletului a vitezei W_∞, este cunoscută, pentru a determina viteza tangențială scheletului W_K, trebuie cunoscută valoarea componentei tangențiale a vitezei induse w_t.

Considerînd viteza indusă w funcție numai de abscisa profilului — ipoteză îngăduită în cazul profilelor de curbură redusă — ceea ce revine la a considera componenta vitezei induse tangențială scheletului, w_t, paralelă axei Ox, iar componenta normală scheletului w_n, perpendiculară aceleiași axe, putem socoti cele două componente drept părți reale și imaginare ale unei funcții de variabilă complexă χ. Astfel

$$\chi = iw = w_u + iw_t \tag{1.8}$$

Funcția χ fiind o funcție analitică — deoarece se obține prin derivarea și multiplicarea cu i a potențialului mișcării din jurul rețelei, deci prin derivarea unei funcții analitice — și cunoscînd partea sa reală W_n, conform teoriei funcțiilor variabile complexă, dispunem de posibilitatea determinării părții sale imaginare w_t, dacă ni se oferă condițiile suplimentare de pe frontiera profilelor și de la infinit.

Aceste condiții ne sînt cunoscute și sînt de forma:

$$\text{pr.}\{\chi(z)\}_K = -W_N \tag{1.9}$$

unde K reprezintă conturul profilului,

$$\chi(z)\big|_{z=+\infty} = -\chi(z)\big|_{z=-\infty} = \frac{\Gamma}{2t} e^{i\lambda} \tag{1.10}$$

Deoarece determinarea părții imaginare a funcției χ direct în planul rețelei este foarte dificilă, se apelează la funcția lui Wenig [3], [4] care reprezintă conform rețeaua de plăci din planul z, pe conturul cercului unitate $Z = e^{i\varphi}$ din planul z. Funcția care definește această transformare, ilustrată de fig. 1.2, este de forma:

$$z = \frac{t}{\pi}\left[e^{-i\lambda} \operatorname{arg\,cth}\left(Ze^{-\psi_0}\right) + e^{i\lambda} \operatorname{arg\,cth}\left(Ze^{\psi_0}\right)\right] \tag{1.11}$$

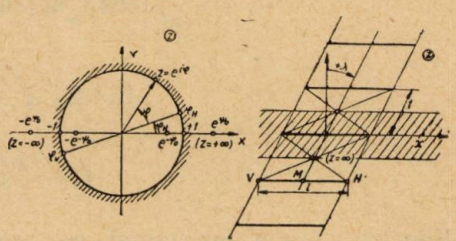


Fig. 1.2. Transformarea conformă a rețelei de plăci din planul Z pe cercul unitate $Z = e^{i\varphi}$ din planul Z.

unde parametrul ψ_0 se determină, în ipoteza alegerii unor valori bine determinate pentru pasul relativ t/l și unghiul de instalare β_s sau λ, din relațiile:

$$\frac{l}{t} = \frac{2}{\pi}\left[\cos\lambda \operatorname{arg\,th}\frac{\cos\varphi_H}{\operatorname{ch}\psi_0} + \sin\lambda \operatorname{arctg}\frac{\cos\varphi_H}{\operatorname{sh}\psi_0}\right] \tag{1.12}$$

$$\operatorname{tg}\lambda = -\operatorname{ctg}\beta_s = \operatorname{cth}\psi_0 \operatorname{tg}\varphi_H \tag{1.13}$$

Deoarece pentru potențialul complex χ avem proprietatea cunoscută

$$\chi(z) = \chi(Z) \tag{1.14}$$

Condițiile (1.9) și (1.10) transpuse în planul Z, dobîndesc forma:

$$\mathrm{p}\cdot r\{\chi(Z)\}_{Z=e^{i\psi}} = -W_N \tag{1.15}$$

$$\chi(Z)|_{Z=e^{\psi_0}} = -\chi(Z)|_{Z=e^{-\psi_0}} = \frac{\Gamma}{2t} e^{i\lambda} \tag{1.16}$$

Considerînd viteza normală $W_n = -W_N$, rezultînd din compunerea a trei tipuri de distribuții normale v_n ($n=0, 1, 2,$), unde, în ordinea indicilor, avem repartiția constantă, liniară și parabolică, normîndu-le față de vitezele normale aferente bordului de fugă v_{nH} ($n=0, 1, 2,$), obținem, drept părți imaginare ale celor trei tipuri de potențiale complexe χ_n ($n=0, 1, 2,$), celei trei tipuri de viteze specifice tangențiale u_n^* ($n=0, 1, 2,$), și cele trei tipuri de circulații specifice Γ_n^*.

Așa după cum se procedează în mod obișnuit, s-a considerat:

$$\chi_n = \chi_{0n} + \chi_{rn} \tag{1.17}$$

unde χ_{0n} reprezintă potențialul complex al unei mișcări aciclice iar χ_{rn}, potențialul complex al mișcării ciclice.

În felul acesta s-au obținut:

$$u_0^* = \frac{\sin 2\varphi_H - (\mathrm{ch}2\psi_0 - \cos 2\varphi_H)\,\mathrm{tg}\,\frac{\varphi-\varphi_H}{2}}{\mathrm{sh}\,2\psi_0} \tag{1.18}$$

$$u_1^* = -\frac{2t}{\pi l}\left[\cos\beta_S \,\mathrm{arg\,th}\,\frac{\cos\varphi}{\mathrm{ch}\,\psi_0} + \sin\beta_S \,\mathrm{arctg}\,\frac{\sin\varphi}{\mathrm{sh}\,\psi_0}\right] \tag{1.19}$$

$$\Gamma_0^* = 2\sqrt{2}\,\frac{\sqrt{\mathrm{ch}\,2\psi_0 - \cos 2\varphi_H}}{\mathrm{sh}\,2\psi_0}\,\frac{t}{l} \tag{1.20}$$

$$\Gamma_1^* = \frac{4}{\pi}\left(\frac{t}{l}\right)^2 \ln \mathrm{cth}\,\psi_0 \tag{1.21}$$

Funcția u_2^* s-a determinat pe cale aproximativă, cu ajutorul integralei Poisson, iar funcția Γ_2^*, determinată pe aceeași cale de H. Krüger, se poate evalua conform metodei lui Klingemann cu ajutorul relației:

$$\Gamma_2^* = S\Gamma_1^* \tag{1.22}$$

unde S este o funcție dezvoltată de Klingemann în serie trigonometrică și reprodusă sub formă grafică la sfîrșitul lucrării.

Pentru media vitezelor specifice avem:

$$\bar{u}_{0H}^* = \frac{\sin 2\beta_S}{\cos 2\beta_S - \mathrm{ch}\,2\psi_0} \tag{1.23}$$

$$\bar{u}_{1H}^* = -\frac{2t}{\pi l}\left[\cos\beta_S \,\mathrm{argth}\,\frac{\cos\varphi_H}{\mathrm{ch}\,\psi_0} + \sin\beta_S \,\mathrm{arctg}\,\frac{\sin\varphi_H}{\mathrm{sh}\,\psi_0}\right] \tag{1.24}$$

Pentru determinarea unghiului de intrare fără șoc α_s dispunem de relația:

$$\operatorname{tg}(\alpha_S+\lambda)=\frac{(W_{\infty u})_S}{(W_a)_S}=-\frac{G_{0a}\Gamma_0^*+G_{2a}\Gamma_2^*}{G_{0u}\Gamma_0^*+G_{2u}\Gamma_2^*} \tag{1.25}$$

sau ținînd seama de (1.22) (1.26)

$$\operatorname{tg}(\alpha_S+\lambda)=-\frac{G_{0a}+SG_{2a}}{G_{0u}+SG_{2u}} \tag{1.26}$$

II. PROBLEMA INDIRECTĂ A REȚELELOR DE PROFILE SUBȚIRI

Vom rezolva problema indirectă sau problema proiectării rețelelor de profile subțiri cu scheletul în arc de parabolă în ipoteza intrării fără șoc.

În general abordarea acestei probleme, se face în ipoteza cunoașterii planului de viteze. În figura 2.1 s-au reprodus planele de viteze corespunzătoare unui rotor de pompă și unui rotor de turbină.

Singurii parametrii necunoscuți din planul de viteze sînt unghiul de instalare λ sau β_S și unghiul de incidență α_∞. În cazul nostru acest unghi dibîndind o valoare excepțională, el urmîînd a fi unghiul de intrare fără șoc, îl vom nota cu α_S.

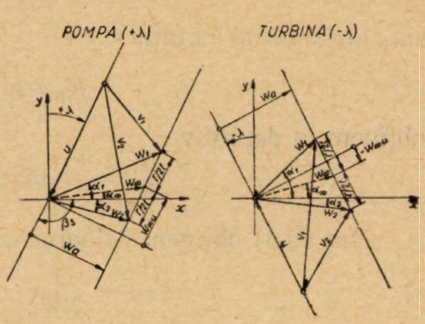


Fig. 2.1. Planul vitezelir pentru o rețea de pompă (+λ) și o rețea de turbină (—λ).

Deoarece unghiul mediei vitezelor asimptotice față de axa rețelei este cunoscut și deoarece:

$$\beta_\infty=\beta_S+\alpha_\infty$$

cunoașterea unghiului de instalare β_S implică cunoașterea unghiului de incidență α_∞ și invers. Alături de parametrii hidrodinamici dispunem în general de posibilitatea de a cunoaște și un parametru esențial al geometriei rețelei de profile și anume pasul relativ t/l. Cunoscînd pasul relativ t/l, pentru a dispune de toți parametrii geometrici ai rețelei, alături de unghiul de instalare mai trebuie să determinăm și geometria profilului izolat. Deoarece profilul este subțire și conform ipotezelor enunțate, asimilabil cu scheletul, geometria sa va fi definită de îndată ce cunoaștem expresia analitică a scheletului $y=y(x)$ sau $\eta_S=\eta_S(x)$.

În cazul rețelei de profile subțiri cu scheletul în arc de parabolă, geometria profilului izolat este definită de relația cunoscută (1.3).

$$\eta_S=A(1-\xi^2)$$

Observăm că η_S depind de un singur parametru A.

În concluzie problema se pune în felul următor: să se determine geometria rețelei de profile subțiri cu scheletul în arc de parabolă, deci para-

metrul A și unghiul de instalare β_S, atunci cînd alături de parametrii hidrodinamici ai rețelei cunoaștem valoarea relativ t/l și condiția ca intrarea să fie fără șoc, deci $\alpha_\infty = \alpha_S$.

Circulația totală în jurul profilului Γ, conform relației (1.4) se poate scrie sub forma:

$$\Gamma = l(W_a)_S \{[G_{0u}]\Gamma_0^* + [G_{2a}]\Gamma_2^*\} + l(W_{\infty u})_S \{[M_{0u}]\Gamma_0^* + [G_{2u}]\Gamma_2^*\} +$$
$$+ l(W_a)_S [G_{1a}]\Gamma_1^* + l(W_{\infty u})_S [G_{1u}]\Gamma_1^*$$

Deoarece conform figurii 1.1 și relațiilor (1.25) și (1.26):

$$\operatorname{tg}(\alpha_S + \lambda) = \frac{(W_{\infty u})_S}{(W_a)_S} = -\frac{[G_{0a}]\Gamma_0^* + [G_{2a}]\Gamma_2^*}{[G_{0u}]\Gamma_0^* + [G_{2u}]\Gamma_2^*} = -\frac{[G_{0a}] + S[G_{2a}]}{[G_{0u}] + S[G_{2u}]} \tag{2.1}$$

de unde

$$(W_{\infty u})_S \{[G_{0u}]\Gamma_0^* + [G_{2u}]\Gamma_2^*\} + (W_a)_S \{[G_{0a}]\Gamma_0^* + [G_{2a}]\Gamma_2^*\} = 0$$

observăm că circulația totală devine:

$$\Gamma = l(W_a)_S [G_{1a}]\Gamma_1^* + l(W_{\infty u})_S [G_{1u}]\Gamma_1^*$$

sau introducînd notația

$$K_S = \operatorname{tg}(\alpha_S + \lambda) = \frac{(W_{\infty u})_S}{(W_a)_S} \tag{2.2}$$

obținem în definitiv

$$\frac{\Gamma}{lW_a} = -2A[\sin\beta_S - K_S \cos\beta_S]\Gamma_1^* \tag{2.3}$$

Din (2.3) obținem valoarea coeficientului A

$$A = -\frac{\Gamma}{2lW_a} \cdot \frac{1}{\Gamma_1^*} \cdot \frac{1}{\sin\beta_S - K_S\cos\beta_S} \tag{2.4}$$

Valoarea circulației specifice $\Gamma_1^*(t/e\,;\,\beta_S)$ se găsește sub formă de grafic la sfîrșitul articolului, la fel și $\Gamma_0^*(t/e\,;\,\beta_S)$ precum și coeficientul lui Klingemann $S(t/e\,;\,\beta_S)$.

În relația (2.4) nu cunoaștem valoarea unghiului de instalare β_S și nici a circulației specifice Γ_1^* care pe lîngă pasul relativ t/l mai depinde și de unghiul β_S.

Parametrul K_S este cunoscut conform (2.1). Pentru un unghi oarecare avem:

$$K = \operatorname{tg}(\alpha_\infty + \lambda) = \frac{W_{\infty u}}{W_a} = -\frac{[G_{0a}]\Gamma_0^* + [G_{2a}]\Gamma_2^*}{[G_{0u}]\Gamma_0^* + [G_{2u}]\Gamma_2^*} = -\frac{G_{0a} + SG_{2a}}{G_{0u} + SG_{2a}} \tag{2.5}$$

Problema se pune în felul următor: trebuie să se determine un astfel de unghi β_S încît parametrul A care rezultă să conducă la un parametru K (relația 2.5) care să satisfacă condiția

$$k = k_S \tag{2.6}$$

Pe cale grafo-analitică se calculează cîteva valori ale coeficientului A acceptîndu-se pentru β_S șirul de valori $\beta_S=\beta_\infty\pm n\Delta\beta_S$. Fiecare parametru A astfel determinat căruia îi corespunde valoarea respectivă a parametrului β_S îi este asociat un anumit K conform relației (2.4). Trecîndu-se la reprezentarea valorilor $A=A(\beta_S)$ și $K=K(\beta_S)$ conform figurii 2.2 se determină pentru $K=K_S$, respectiv valoarea parametrului A.

Pe cale analitică se procedează în felul următor : se calculează A în ipoteza $\beta_S=\beta_\infty$ deci $\alpha_\infty=0$. Se calculează apoi K corespunzător care va diferi de K_S. Se trece apoi la determinarea diferenței :

$$\Delta K=K_S-K \qquad (2.7)$$

Presupunînd cunoscută funcția $dK/d\beta_S$ corecția necesară $\Delta\beta_S$ va rezulta din ecuația :

$$\Delta\beta_S=\frac{\Delta K}{(dK/d\beta_S)_{\beta_S=\beta_\infty}} \qquad (2.8)$$

Noul unghi de instalare mai apropiat de cel riguros decît cel inițial rezultă din

$$\beta_S=\beta_\infty+\Delta\beta_S \qquad (2.9)$$

Procedeul se poate repeta cu noul unghi β_S determinat pînă cînd diferența ΔK devine neglijabilă.

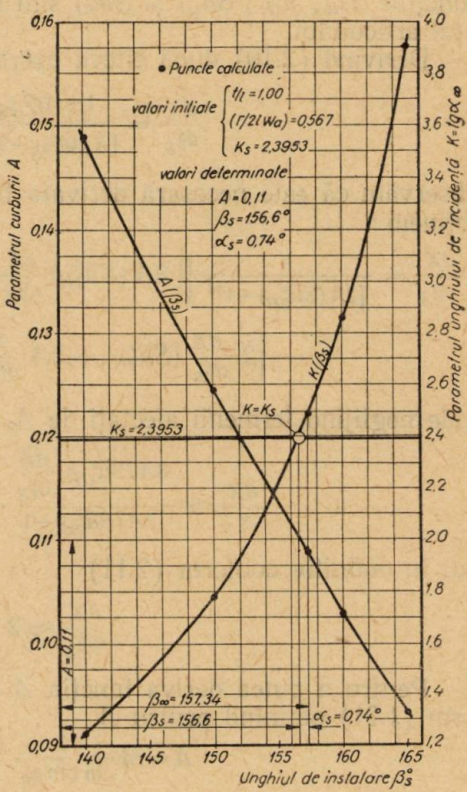


Fig. 2.2. Determinarea unghiului de instalare β_S și a parametrului cuburii A, pe cale grafică.

Pentru utilizarea metodei analitice avem nevoie de funcția $(dK/d\beta_S)$ pe care o determinăm în cele ce urmează. Conform (2.5)

$$K=-\frac{G_{0a}+S[G_{2a}]}{G_{0u}+S[G_{2u}]}$$

Înlocuind coeficienții G din (1.6), (1.7) și ordonînd

$$K=\frac{[(2A)\,S\bar{u}^*_{0H}-1]\cos\beta_S+(2A)^2\,S\bar{u}^*_{1H}\sin\beta_S}{[(2A)\,S\bar{u}^*_{0H}-1]\sin\beta_S-(2A)^2\,S\bar{u}^*_{1H}\sin\beta_S}$$

sau

$$K=\frac{X+\operatorname{ctg}\beta_S}{X\operatorname{ctg}\beta_S-1} \qquad (2.10)$$

unde

$$x = \frac{(2A)^2 (S\bar{u}^*_{1H})}{(2A)(S\bar{u}^*_{0H}) - 1} \tag{2.11}$$

Funcțiile $\bar{u}^*_{0H}$, $\bar{u}^*_{1H}$, $S\bar{u}^*_{1H}$ și $S\bar{u}^*_{0H}$ sînt reproduse sub formă de grafic la sfîrșitul articolului.

Derivînd (2.10) după cîteva operații simple obținem

$$\frac{dK}{d\beta_S} = \frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_S}{[X \operatorname{ctg} \beta_S - 1]^2} \left[1 + x^2 - \frac{dX}{d\beta_S} \right] \tag{2.12}$$

Observăm că este necesară derivata funcției X pentru care conform (2.11) obținem:

$$\frac{dX}{d\beta_S} = \frac{1}{[2A(S\bar{u}^*_{0H}) - 1]^2} \left\{ \left[8A(S\bar{u}^*_{1H}) \frac{dA}{d\beta_S} + (2A)^2 \frac{d}{d\beta_S}(S\bar{u}^*_{1H}) \right] [2A(S\bar{u}^*_{0H}) - 1] - \right.$$

$$\left. - \left[2 \frac{dA}{d\beta_S}(S\bar{u}^*_{0H}) + 2A \frac{d}{d\beta_S}(S\bar{u}^*_{0H}) \right] [(2A)^2 (S\bar{u}^*_{1H})] \right\}$$

unde neglijînd termenii afectați de A, deoarece A este mic, se obține

$$\frac{dX}{d\beta_S} \approx \frac{8A(S\bar{u}^*_{1H}) \frac{dA}{d\beta_S}}{2A(S\bar{u}^*_{0H}) - 1} = \frac{\frac{2}{A}(2A)^2 (S\bar{u}^*_{1H}) \frac{dA}{d\beta_S}}{2A(S\bar{u}^*_{0H}) - 1}$$

sau în definitiv conform (2.11)

$$\frac{dX}{d\beta_S} \approx 2 \frac{X}{A} \frac{dA}{d\beta_S} \tag{2.13}$$

Pentru a putea deriva funcția A (2.4) vom explicita mai întîi Γ^*_1 conform (1.21) obținînd pentru A

$$A = M \frac{1}{\ln \operatorname{cth} \psi_0} \cdot \frac{1}{\sin \beta_S - K_S \cos \beta_S}$$

unde

$$M = \frac{\Gamma}{\frac{8}{\pi} l W_a \left(\frac{t}{l} \right)^2}$$

Derivînd se obține:

$$\frac{dA}{d\beta_S} = \frac{M}{(\ln \operatorname{cth} \psi_0)(\sin \beta_S - K_S \cos \beta_S)} \left[\frac{\operatorname{cth}^2 \psi_0 - 1}{\operatorname{cth} \psi_0 (\ln \operatorname{cth} \psi_0)^2} \cdot \frac{d\psi_0}{d\beta_S} - \right.$$

$$\left. - \frac{\cos_S + K_S \sin \beta_S}{\sin \beta_S - K_S \cos \beta_S} \right]$$

sau în definitiv

$$\frac{dA}{d\beta_S} = A \left\{ F_1 - \frac{\cos \beta_S + K_S \sin \beta_S}{\sin \beta_S - K_S \cos \beta_S} \right\} \tag{2.14}$$

unde

$$F_1 = \frac{2}{\operatorname{sh} 2\psi_0 (\ln \operatorname{cth} \psi_0)^2} \cdot \frac{d\psi_0}{d\beta_S} \tag{2.15}$$

funcție ce s-a dat spre tabelare mașinii electronice de la Institutul de Fizică Atomică București.

Astfel funcția (2.13) devine:

$$\frac{dX}{d\beta_S} = 2X\left\{F_1 - \frac{\cos\beta_S + K_S \sin\beta_S}{\sin\beta_S - K_S\cos\beta_S}\right\} \tag{2.16}$$

iar funcția (2.12)

$$\frac{dK}{d\beta_S} = \frac{1+\operatorname{ctg}^2\beta_S}{[x\operatorname{ctg}\beta_S - 1]^2}\left[1 + X\left(X - 2F_1 + 2\frac{\cos\beta_S + K_S\sin\beta_S}{\sin\beta_S - K_S\cos\beta_S}\right)\right] \tag{2.17}$$

funcție care se utilizează în evaluarea corecției $\Delta\beta_S$ (2.8).

Se observă că în prima ipoteză cînd $\beta_S = \beta_\infty$ funcția (2.17) devine

$$\left(\frac{dK}{d\beta_S}\right)_{\beta_S=\beta_\infty} = \frac{1+\operatorname{ctg}^2\beta_S}{[X\operatorname{ctg}\beta_S - 1]} \cdot [1 + X(X - 2F_1)] \tag{2.18}$$

Funcțiile reproduse sub formă grafică la sfîrșitul articolului s-au determinat pentru următoarele valori ale pasului relativ t/l:

$$t/l = 1{,}00,\ 1{,}25,\ 1{,}75,\ 2{,}00.$$

Deoarece secțiunile rotorului, unde urmează a se calcula profilul, se aleg după voie, dispunem de posibilitatea alegerii pasului relativ de așa manieră încît să coincidă cu valorile din grafice.

III. EXEMPLU DE CALCUL

Să considerăm cazul dimensionării unei rețele plane de profile subțiri cu scheletul în arc de parabolă, în ipoteza intrării fără șoc, pornind de la următoarele valori cunoscute:

$$\frac{t}{l} = 1{,}00; \quad \frac{\Gamma}{2lW_a} = 0{,}567; \quad \beta_\infty = 157{,}34°.$$

După cum rezultă din valoarea lui β_∞ avem de dimensionat o rețea de pompă. Conform figurii 2.1 avem următoarea relație între unghiuri:

$$\beta_\infty = \beta_S + \alpha_\infty = \frac{\pi}{2} + \lambda + \alpha_\infty. \tag{3.1}$$

Se cere deci a se determina un astfel de unghi de instalare β_S încît unghiul de incidență să satisfacă condiția intrării fără șoc $\alpha_\infty = \alpha_S$. Această condiție devine realizabilă numai prin influențarea curburii profilelor, deci a parametrului A din expresia analitică a scheletului (1.3).

Vom rezolva problema apelînd la metoda grafo-analitică.

Observînd relația (3.1) și respectînd ipoteza intrării fără șoc, conform relației (2.2) pentru parametrul incidenței K_S obținem valoarea:

$$K_S = \operatorname{tg}(\alpha_S + \lambda) = \operatorname{tg}\left(\beta_\infty - \frac{\pi}{2}\right) = 2{,}3953$$

Cunoscînd valorile lui (t/l), K_S și $\Gamma/(2lW_a)$ se trece la calculul tabelar reprodus în tabloul 3.1.

Tabela 3.1

Calculul tabelar al unghiului de instalare B_S și al parametrului curburii A

1	β_S°	Valori alese	140	150	157,34	160	165
2	Γ_1^*	Fig. 32	1,54	1,77	2,01	2,13	2,39
3	$\left(\frac{\Gamma_1^*}{2lW_a}\right)/\Gamma_1^*$		0,368	0,320	0,282	0,266	0,239
4	Cos β_S		−0,7660	−0,8660	−0,9228	−0,9397	−0,9659
5	Sin β_R		0,6428	0,5000	0,3853	0,3420	0,2588
6	K cos β_S		−1,8350	−2,0750	−2,2100	−2,2500	−2,3100
7	Sin $\beta_S - K$ cos β_S	(5)−(6)	2,4778	2,5750	2,5953	2,5920	2,5688
8	A	|(3)/(7)|	0,1478	0,1243	0,1088	0,1028	0,0932
9	$2A$		0,2976	0,2486	0,2176	0,2056	0,1864
10	$(2A)^2$		0,0886	0,0618	0,0473	0,0423	0,0347
11	S	Fig. 3.3	0,5135	0,4806	0,4500	0,4375	0,4130
12	$(2A)\,S$	(9)×(11)	0,1528	0,1195	0,0978	0,0900	0,0770
13	$(2A)^2\,S$	(10)×(11)	0,0455	0,0297	0,0213	0,0185	0,0143
14	$\overline{U}_{OH}^*$	Fig. 3.4	0,975	1,370	1,870	2,110	2,750
15	$(2A)\,S\,\overline{U}_{OH}^*$	(12)×(14)	0,1490	0,1637	0,1830	0,1900	0,2120
16	$(2A)\,S\,\overline{U}_{OH-1}^*$	(15)−1	−0,8510	−0,8363	−0,8170	−0,8100	−0,7880
17	$\overline{U}_{1H}^*$	Fig. 3,5	0,380	0,465	0,531	0,554	0,595
18	$(2A)^2\,S\,\overline{U}_{1H}^*$	(13)×(17)	0,0173	0,0138	0,0113	0,0103	0,0085
19	(16) Cos β_S	(16)×(4)	−0,625	−0,724	−0,754	−0,761	−0,762
20	(16) Sin β_S	(16)×(5)	−0,548	−0,423	−0,315	−0,277	−0,204
21	(18) Sin β_S	(18)×(5)	0,011	0,007	0,004	0,004	0,002
22	(18) Cos β_S	(18)×(4)	−0,013	−0,012	−0,010	0,008	−0,008
23		(19)+(21)	0,663	0,731	0,758	0,765	0,764
24		(20)−(22)	−0,534	−0,411	−0,305	−0,267	−0,196
25	K	−(23)/(24)	1,242	1,780	2,490	2,860	3,900

Funcțiile necesare desfășurării calculului tabelar sînt reproduse sub formă grafică la sfîrșitul articolului.

După efectuarea calculelor se trece la reprezentarea grafică a funcțiilor $A(\beta_S)$ și $K(\beta_S)$, conform figurii 2.2.

Abscisa punctului de intersecție a curbei $K(\beta_S)$ cu dreapta $K_S = 2{,}3953$ ne oferă valoarea unghiului de instalare β_S și a unghiului de incidență α_S. Pentru acest unghi de instalare se determină valoarea corespunzătoare a parametrului A.

În cazul tratat de noi s-au aflat următoarele valori:

$$A = 0{,}11$$
$$\beta_S = 156{,}6^\circ$$
$$\alpha_S = 0{,}74^\circ.$$

Se observă după valoarea unghiului α_S că valorile alese pentru unghiul de instalare β_S, în scopul determinării alurii curbelor $A(\beta_S)$ și $K(\beta_S)$, se pot alege destul de apropiate de valoarea inițială β_∞.

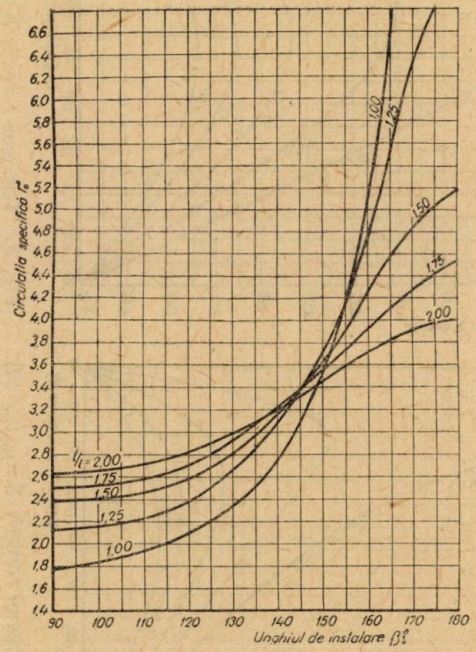


Fig. 3.1. Circulația specifică de ordinul zero $\Gamma_0^*(\beta_S;\ t/l)$

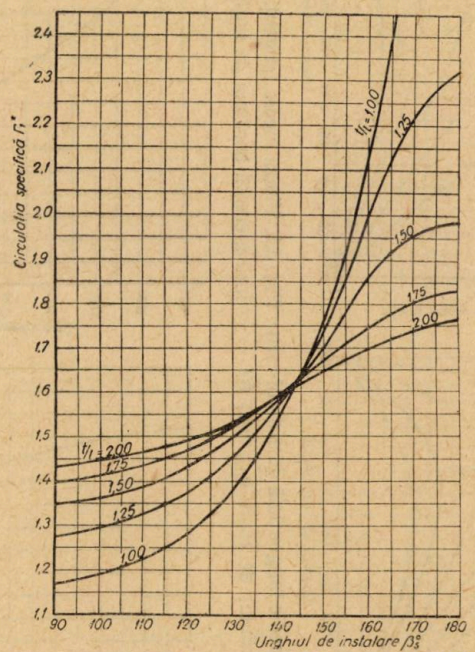


Fig. 3.2. Circulația specifică de ordinul întîi $\Gamma_1^*(\beta_S;\ t/l)$

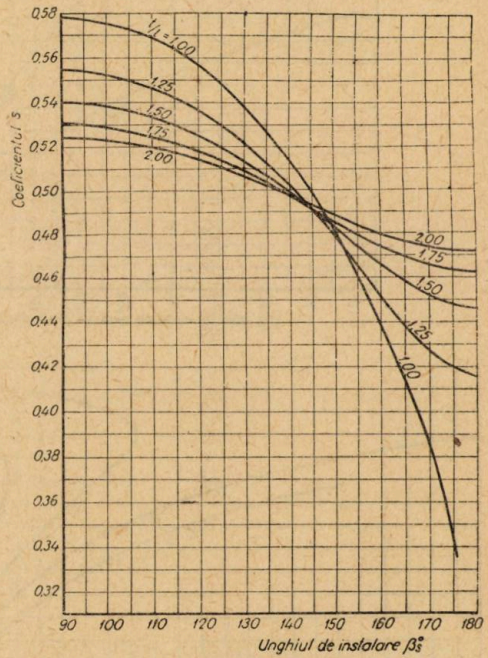


Fig. 3.3. Coeficientul $S(\beta_S;\ t/l)$ necesar determinării circulației specifice de ordinul doi Γ_2^* conform relației 1,22.

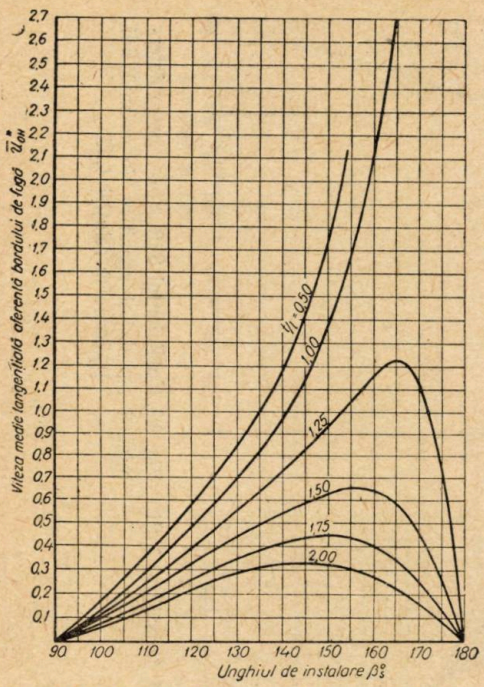


Fig. 3.4. Viteza medie tangențială de ordinul zero aferentă bordului de fugă $\overline{u}^*_{0H}(\beta_S;\ t/l$

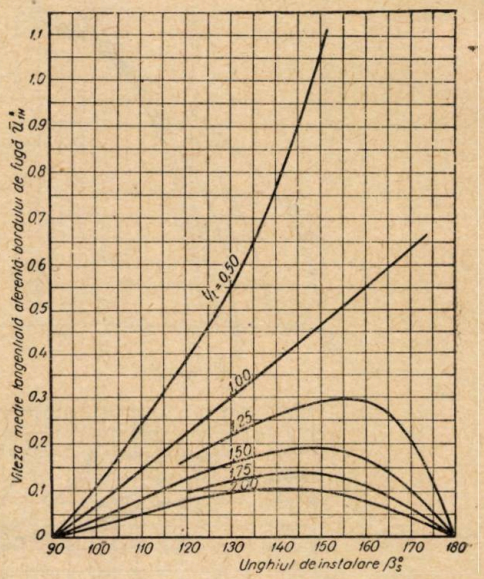


Fig. 3.5. Viteza medie tangențială de ordinul întîi aferentă bordului de fugă $\overline{u}^*_{1H}(\beta_S;\ t/l$

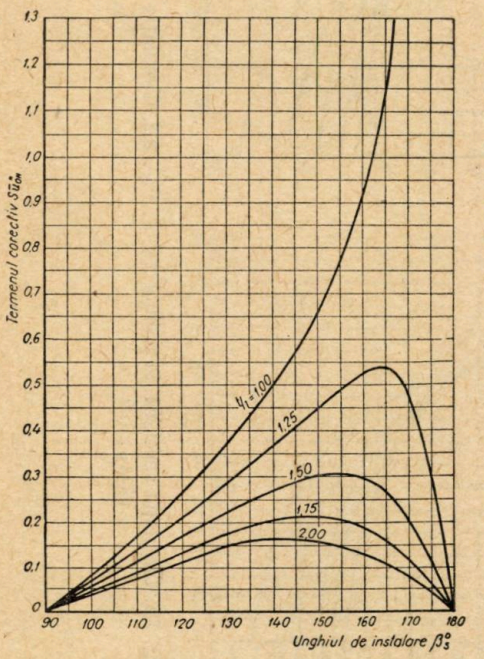


Fig. 3.6. Termenul corectiv $S\,\overline{u}^*_{H0}(\beta_S\ t/l)$

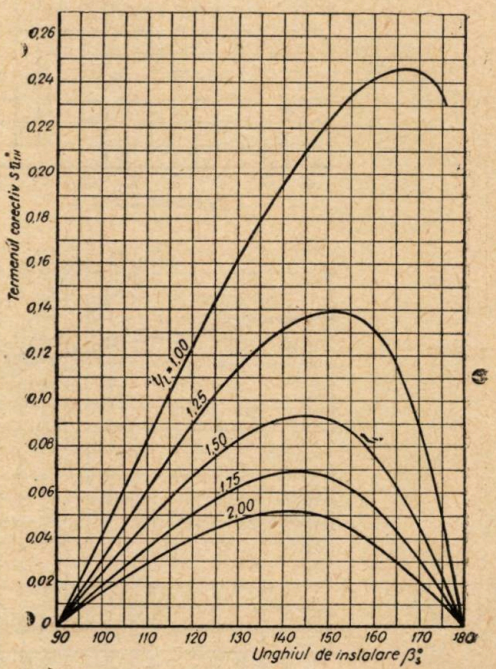


Fig. 3.7. Termenul corectiv $S\,\overline{u}^*_{1H}(\beta_S\ t/l)$

НОВЫЙ МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕШЕТОК ТОНКИХ ПРОФИЛЕЙ ПРИ БЕЗУДАРНОМ ВХОДЕ

(РЕЗЮМЕ)

Предлагается новый метод решения »обратной задачи« или »первой главной задачи решеток профилей«, состоящей в определении геометрических параметров решетки, зная ее гидродинамичские параметры.

Исходя из метода Крюгера [1], излагаются графоаналитический и аналитический методы, пользуясь функцией 2.15, которая табелируется электронной счетной машиной Института Атомной Физики в Бухаресте.

Методы пригодны для решеток тонких профилей у которых скелет в форме дуги параболы и вход считается безударным.

UNE NOUVELLE MÉTHODE POUR LE CALCUL DES GRILLES À PROFILS MINCES DANS L'HYPOTHÈSE D'ENTRÉE SANS CHOC

(RÉSUMÉ)

On propose une méthode pour résoudre le „problème inverse" ou le „premier problème" principal concernant les grilles à profils. Par cette méthode on détermine les paramètres géométriques des grilles lorsque les paramètres hpdrodynamiques sont connus. Selon la méthode énnoncée par H. Krüger [1] on élabore une méthode grapho-analytique et une autre méthode purement analytique où l'on emploie la fonction 2.15 donnée pour la „tabélation" du calculateur électronique de l'Institut de Physique atomique de Bucarest.

Ces méthodes s'appliquent aux grilles à profils minces dont le squelette est en arc de parabole, en partant de l'hypothèse d'antrèe sans choc.

BIBLIOGRAFIE

1. H. Krüger, Ein verfahren zur Druckverteilungsrechnung an geraden und radialen Schaufelgittern, Ing. Archiv. 26 (1958).
2. W. Klingeman, Berechnung der theoretischen Kennlinien von Turbomaschinen, Ing. Archiv. 11 1940).
33. N. E. Kocin, *Teoria hidrodinamică a rețelelor*, Gostehizdat Moscova—Leningrad, 1949.
4. F. Weinig, *Die Strömung um die Schaufeln von Turbomaschienen*, Leipzig, 1935.
5. A. Kolton, I. Etinberg, *Osnovî teorii o ghidrodinamiceskogo rasceta vodianîh turbin*, Mașghiz Moska, 1958.
6. M. I. Jukovski, *Rascet obtekania reșetok profilei turbomașin*, Mașghiz Moskva, 1960.

STUDIUL ȘI CERCETAREA FUNCȚIONĂRII MOTOARELOR CU CAMERA DE TURBIONARE CU ADMISIE DE AMESTECURI FORMATE DIN GAZE PETROLIERE LICHEFIATE

DE

M. BĂNĂRESCU, V. BERINDEAN, N. BOBOESCU, M. TRUȘCULESCU, I. FEIMER

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 3—5 mai 1961

Motoarele cu autoaprindere au coeficientul de excedent de aer mult mai mare decît motoarele cu formare exterioară a amestecului (motoare cu gaz și carburator) din cauza duratei foarte scurte a procesului de formare a amestecului.

Din această cauză puterea litrică a motorului cu autoaprindere este relativ coborîtă ; folosirea volumului cilindreei nu se face astfel în condiții optime.

Procedeul de supraalimentare folosit astăzi pe o scară largă în vederea măririi puterii litrice are dezavantajul complicării construcției și a ridicării costului motorului datorită agregatului de supraalimentare.

O altă posibilitate a creșterii puterii litrice a motoarelor cu autoaprindere și în continuare a îmbunătățirii volumului cilindreei prin micșorarea coeficientului de excedent de aer este combinarea procesului de formare interioară a amestecului cu procedeul de formare exterioară a amestecului ; admițînd în loc de aer curat un amestec de combustibil și aer. Acest procedeu formează astăzi obiectul unor încercări și cercetări efectuate însă în majoritatea cazurilor cu motoare monocilindrice fără o utilizare largă industrială.

În cadrul lucrării de față s-a studiat aplicarea procedeului mixt de formare a amestecului pentru motorul D-35 folosindu-se pentru admisie un amestec de gaze lichefiate (aragaz) și aer, urmărindu-se :

1. Stabilirea dozajului optim al amestecului de gaze lichefiate și aer, în vederea obținerii puterii maxime, a randamentului optim și a consumului specific de combustibil.

2. Comportarea motorului în ceea ce privește fenomenul de detonație.

METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIENȚELOR

I. Descrierea instalației

Încercările au fost efectuate la standul de probă al motoarelor cu autoaprindere, fig. 1., compus din următoarele părți principale:

1. Motor D-35.

2. Frînă hidraulică tip Centrul Mecanic Arad, modificată pentru folosirea măsurării forței de frecare cu ajutorul unei balanțe Berkel.

3. Masă de comandă prevăzută cu aparatura necesară pentru a măsura: temperatura și presiunea uleiului și temperatura de intrare și ieșire a apei din motor.

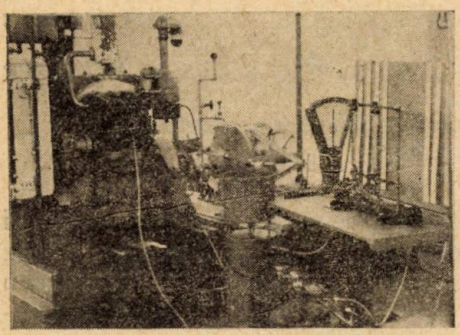


Fig. 1. Standul de probă al motorului D-35.

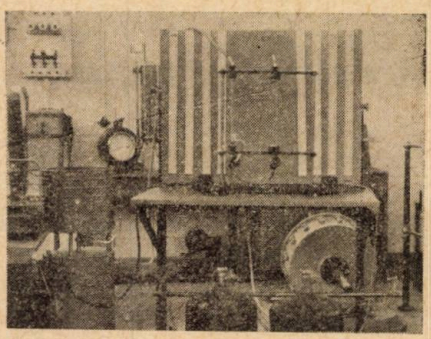


Fig. 2. Instalație de alimentare cu gaze.

4. Instalația de alimentare cu gaz fig. 2, compusă din două butelii cu gaze lichefiate, un rotametru pentru măsurarea debitului volumetric de gaz, un rezervor tampon de gaz, două manometre pentru măsurarea presiunii gazului înainte și după rotametru și două amestecătoare de gaz montate în cele două conducte de derivație ale conductei de aspirație.

5 O instalație gravimetrică pentru determinarea consumului de combustibil.

6. Aparate anexe: calorimetru Junkers pentru determinarea puterii calorifice a gazelor lichefiate, aparat Junkers pentru determinarea densității gazelor lichefiate în raport cu aerul, psichrometru, barometru cu mercur, tahometru cu inducție pentru măsurarea aproximativă a turației, tahometru manual pentru măsurarea precisă a turației, cronometru de diviziuni de $^1/_{10}$ S.

II. Metoda de cercetare

Ținînd seama de faptul că, motorul cercetat este un motor de tracțiune, cercetarea indicilor motorului s-a făcut pe baza caracteristicei exterioare a motorului (bara regulatorului fiind imobilizată pentru debitul maxim de combustibil).

După determinarea caracteristicii exterioare pentru funcționarea cu motorină s-a trecut apoi la determinarea aceleași caracteristici pentru admisie cu amestec de gaze lichefiate și aer cu 6 dozaje diferite, în vederea stabilirii dozajului optim.

În tot timpul încercărilor s-au păstrat condițiile de funcționare indicate în normele de funcționare ale motorului.

Detonația motorului a fost determinată prin auz și pe baza încălzirii mai puternice a motorului datorită detonației manifestată prin tendința de creștere a temperaturii apei de răcire.

II.1. Rezultate experimentale

Caracteristica exterioară a fost trasată pentru 6 turații corespunzătoare turațiilor de funcționare uzuale efectuîndu-se citiri pentru următoarele mărimi.

1. Condiții ambiante:

t_a — temperatura aerului,
B — presiunea barometrică în mm Hg.

2. Condiții de funcționare:

a — ulei,
t_u — temepratura uleiului măsurată în baia de ulei,
p_u — presiunea uleiului,
b — apă,
t_{ai} — temperatura apei la intrare în motor,
t_{ae} — temperatura apei la ieșire din motor.

3. Puterea efectivă:

F — forța de frînare,
n — turația rot/min.

Puterea efectivă a fost calculată cu relația

$$P = CFn \tag{1.2}$$

$$C = 10^{-3}.$$

Reducerea puterii efective s-a făcut cu relație:

$$P_{e0} = \frac{P_e}{0{,}5\frac{B}{760}\frac{288}{273+t_a}+0{,}5}. \tag{2.2}$$

4. Consumul de combustibil:

a — cosnumul de motorină,

G_c — greutatea de combustibil în grame,

τ — timpul în secunde.

Consumul orar și consumul specific de combustibil s-au stabilit cu relațiile

$$G_h = 3{,}6\frac{G_c}{\tau}; \quad \text{(kgf/h)} \tag{3.2}$$

$$C_{e0} = \frac{G_h}{P_{e0}}; \quad \text{(kg/CPh)} \tag{4.2}$$

b — Consumul de gaze lichefiate

Debitul orar real de gaze:

$$Q_{real} Q_{măs} \sqrt{\frac{T_1}{T}} \sqrt{\frac{P}{P_1}} \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma}}; \tag{5.2}$$

în care: T °K; P kgf/cm²; γ kg/dm³ sînt temperatura, presiunea și greutatea specifică a gazului folosit pentru etalonare, iar T_1 °K, P_1 kgf/cm² și γ_1 kg/dm³ a gazului măsurat.

Consumul de gaz specific:

$$q_{e0} = \frac{Q_{real}}{P_{e0}}; \quad \text{(Nm³/CPh)} \tag{6.2}$$

5. Randamentul efectiv:

$$\eta_e = \frac{632{,}2}{C_{e0} H_l + q_{e0} H_{ig}}; \tag{7.2}$$

Rezultatele determinărilor pentru debitul de gaze lichefiate au fost trecute în tabela 1.2.

Valorile medii ale condițiilor ambiante, de funcționare ale puterii consumului specific și ale randamentului efectiv sînt date în tabela centralizatoare 2.2 anexată lucrării.

Caracteristicile exterioare pentru funcționarea cu motorină și funcționarea mixtă, precum și variația randamentului efectiv pentru diferite dozaje de gaze lichefiate au fost trasate în diagramele din fig. 3 și fig. 4.

În diagrama din fig. 4 în locul variației consumului specific de combustibil $C_{e0} = f(n)$ s-a trasat variația cantității de căldură specifică în vederea unei reprezentări unitare.

Din diagrame se constată o variație aproape liniară a puterii efective în funcție de turație atît pentru funcționarea cu motorină cît și pentru funcționarea mixtă, adică funcționarea a avut loc pe partea liniară a caracteristicii externe.

Tabela 3.2

Funcționare numai cu motorină

I a

Nr. crt.	B mm col Hg	φ %	t_{aer} °C	t_u °C	P_u kgf/cm²	t_{ai} °C	t_{ae} °C	n rot/min	F kgf	P_e C. P.	P_{e_0} C. P.	G_e g	Q_m l/h	t s	G_h kg/h	C_{e_0} g/CPh	Q_r l/h	q_{eo} Nm³/CPh	W_0 kcal/CPh	W_g kcal/CPh	W_t kcal/CPh	η_e
1	743,5	42	25,7	79	2,4	85	87	1405	25,825	36,28	37,01	500	—	212,9	8,454	228,38	—	—	2283	—	—	0,277
2	743,5	42	25,7	80	2,4	85	88	1284	25,095	33,22	33,19	500	—	243,0	7,407	223,122	—	—	2231	—	—	0,283
3	743,5	42	25,7	76	2,5	84	85	1219	25,089	30,58	31,52	500	—	259,0	6,950	220,438	—	—	2204	—	—	0,237
4	743,5	42	25,7	75	2,5	84	86	1100	24,705	27,17	27,99	500	—	293,7	6,129	219,417	—	—	2194	—	—	0,238
5	743,5	42	25,7	73	2,5	85	89	980	24,046	23,56	24,27	500	—	334,9	5,375	221,421	—	—	2214	—	—	0,236
6	743,5	42	25,7	69	2,5	84	86	812	24,635	19,95	20,56	500	—	388,0	4,639	225,632	—	—	2256	—	—	0,281

Funcționarea mixtă

I

1	743,5	42	25,7	80	2,4	84	87	1410	28,508	40,19	41,31	500	703	216,3	8,320	201,44	885	21,42	2014	569	2573	0,246
2	743,5	42	25,7	78	2,4	84	87	1290	28,556	36,94	37,86	500	695	245,9	7,320	193,35	876	23,14	1933	612	2545	0,248
3	743,4	43	26,2	76	2,4	83	87	1210	28,876	34,94	35,90	500	700	261,8	6,870	191,46	832	24,56	1915	650	2565	0,246
4	743,2	43	25,7	73	2,5	84	88	1110	29,093	32,24	33,13	500	695	239,2	6,230	187,84	876	26,44	1878	702	2580	0,245
5	743,0	43	25,9	72	2,5	84	88	1000	29,045	29,05	29,85	500	695	327,5	5,500	184,12	876	29,35	1841	776	2617	0,242
6	743,0	43	25,7	67	2,5	84	89	810	28,830	23,35	23,99	500	695	232,5	4,640	193,56	876	36,50	1935	976	2902	0,216

II

1	743,3	55	26,8	79	2,5	84	89	1398	28,054	39,33	40,30	500	600	215,0	8,372	207,70	756	18,75	2077	497	2574	0,246
2	743,3	51	26,8	79	2,5	83	87	1290	28,156	36,32	37,32	500	600	242,6	7,419	198,76	756	20,25	1987	536	2523	0,250
3	743,3	49	26,8	77	2,5	82	86	1220	28,240	34,47	35,43	500	600	264,4	6,808	192,13	756	21,34	1922	565	2487	0,254
4	743,3	49	26,8	76	2,5	84	88	1100	28,252	31,07	31,94	500	600	302,4	5,952	186,35	756	23,67	1864	627	2491	0,254
5	743,3	43	26,8	73	2,5	84	89	1020	28,264	28,83	29,62	500	600	341,8	5,266	177,81	756	25,53	1778	676	2454	0,256
6	743,3	48	26,8	71	2,4	85	90	820	28,552	23,41	24,61	500	600	402,7	4,470	185,78	756	31,42	1858	835	2693	0,235

III

1	745	48	25,8	80	2,5	84	87	1395	27,778	38,75	39,82	500	500	221,1	8,14	204,49	628	15,76	2045	417	2462	0,256
2	745	48	25,8	79	2,5	84	88	1282	27,806	35,64	36,63	500	500	245,7	7,32	199,93	628	17,14	1999	455	2454	0,258
3	745	48	25,8	77	2,5	84	88	1220	27,740	33,84	34,78	500	505	261,6	6,88	197,80	628	18,05	1978	477	2455	0,258
4	745	48	25,8	76	2,5	84	87	1110	27,390	30,40	31,24	500	500	299,0	6,02	192,67	628	20,09	1926	531	2457	0,258
5	745	48	25,8	73	2,5	84	88	980	27,658	27,10	27,85	500	500	345,8	5,20	186,89	628	22,55	1869	596	2465	0,256
6	745	48	25,8	71	2,5	84	88	810	28,175	22,82	23,45	500	500	408,2	4,41	187,99	628	26,77	1879	708	2587	0,244

IV

1	745	48	25,5	79	2,5	83	86	1397	27,720	33,72	39,79	500	400	214,0	8,410	211,34	505	12,680	2113	336	2449	0,258
2	745	48	25,5	78	2,5	82	86	1320	27,576	35,40	37,41	500	400	234,2	7,680	205,42	505	13,490	2054	358	2412	0,262
3	745	48	25,5	76	2,5	83	87	1220	27,633	33,71	34,64	500	400	260,4	6,910	199,49	505	14,570	1995	386	2381	0,265
4	745	48	25,5	74	2,5	85	89	1105	27,355	30,23	31,06	500	400	294,8	6,100	196,52	505	16,250	1965	431	2396	0,264
5	745	48	25,5	72	2,5	84	89	975	27,352	26,67	27,40	500	400	337,5	5,33	194,59	505	18,420	1946	484	2430	0,260
6	745	48	25,5	69	2,5	83	87	825	27,612	22,78	23,40	500	400	391,9	4,59	196,28	505	21,580	1963	570	2533	0,250

V

1	745	48	25,5	79	2,5	85	89	1425	27,440	39,10	40,20	500	300	209,3	8,60	213,91	377	9,377	2139	248	2387	0,265
2	745	48	25,5	78	2,5	84	88	1325	27,124	35,94	36,95	500	300	234,7	7,67	207,55	377	10 202	2075	268	2343	0,269
3	745	48	25,5	76	2,5	83	87	1210	27,065	32,75	33,66	500	300	261,4	6,875	204,56	377	11,200	2045	284	2329	0,271
4	745	48	25,5	73	2,5	85	89	1125	26,871	30,23	31,08	500	300	287,5	6,260	201,39	377	12 129	2014	319	2333	0,270
5	745	48	25,5	71	2,5	83	87	975	26,595	25,93	26,67	500	300	337,8	5,328	199,83	377	14,139	1998	372	2370	0,276
6	745	48	25,5	68	2,5	84	89	810	26,877	21,77	22,38	500	300	392,4	4,587	204,92	377	16,842	2049	446	2495	0,254

VI

1	745	48	25,5	79	2,5	84	87	1405	26,972	37,89	38 96	500	205	213,2	8,442	216,65	251	6,442	2166	171	2337	0,271
2	745	48	25,5	77	2,5	86	90	1335	26,652	35,58	36,58	500	205	230,5	7,309	213,45	251	6,861	2134	182	2316	0,272
3	745	48	25,5	75	2,5	83	87	1200	26,434	31,72	32,61	500	200	265,0	6,792	208,24	251	7,696	2032	204	2386	0,276
4	745	48	25,5	73	2,5	83	87	1090	26,000	28,34	29,14	500	200	294,3	6,116	211,54	251	8,612	2115	228	2343	0,269
5	745	48	25,5	70	2,5	82	86	990	25,820	25,56	26,28	500	200	330,5	5,446	207,20	251	9,550	2072	253	2325	0,272
6	745	48	25,5	68	2,5	84	83	812	25,137	21,22	21,82	500	200	394,5	4,562	209,04	251	11,502	2091	305	2396	0,264

Tabela 1.2

Nr. de serii de încercări	Nr. de lucrări	$Q_{măs}$	t_i	P_1	Q_{real}
I	1	703	29,5	1,07	887
	2	695	29,0	1,07	876
	3	700	28,0	1,07	882
	4	695	28,0	1,07	876
	5	695	28,0	1,07	876
	6	695	27,0	1,07	876
II	1	600	29,0	1,07	756
	2	600	29,5	1,07	756
	3	600	29,0	1,07	756
	4	600	28,5	1,07	756
	5	600	28,0	1,07	756
	6	600	27,5	1,07	756
III	1	500	29,5	1,07	628
	2	500	29,5	1,07	628
	3	500	29,5	1,07	628
	4	500	29,0	1,07	628
	5	500	28,5	1,07	628
	6	500	27,5	1,07	628
IV	1	400	28,0	1,07	505
	2	400	28,0	1,07	505
	3	400	28,0	1,07	505
	4	400	26,5	1,07	505
	5	400	27,0	1,07	505
	6	400	26,0	1,07	505
V	1	300	27,0	1,07	377
	2	300	28,0	1,07	377
	3	300	28,0	1,07	377
	4	300	27,0	1,07	377
	5	300	26,2	1,07	377
	6	300	26,0	1,07	377
VI	1	205	27,5	1,07	251
	2	205	28,0	1,07	251
	3	200	27,0	1,07	251
	4	200	27,0	1,07	251
	5	200	26,0	1,07	251
	6	200	25,5	1,07	251

Puterea efectivă crește cu mărirea dozajului de gaz, această creștere este limitată însă de fenomenul de detonație care apare la $n=1400$ rot/min la un dozaj corespunzător unui debit orar de 945 l/h.

Din această cauză pentru încercări s-a admis un dozaj corespunzător la 878,5 l/h ; și în acest caz la scăderea turației începînd de la $n=1210$

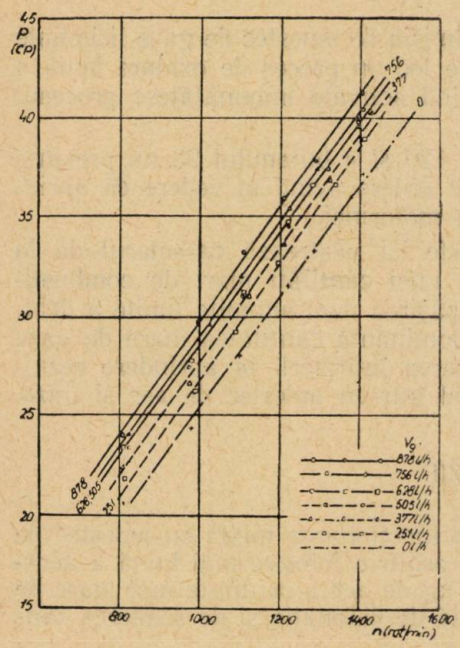


Fig. 3. Variația puterii motorului în funcțiune de turație.

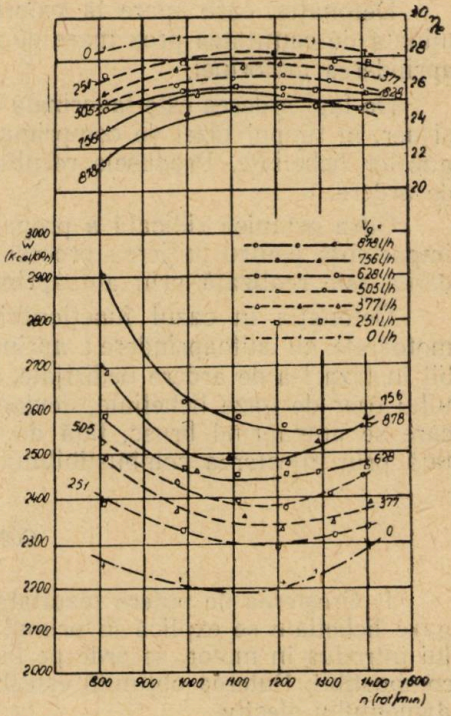


Fig. 4. Consumul specific și randamentul efectiv funcțiune de turație.

rot/min a început să apară fenomenul de detonație, care s-a intensificat odată cu scăderea turației. La $n=810$ rot/min, intensitatea detonației a fost așa de ridicată încît a fost necesar să se limiteze durata încercării aproximativ la jumătate, pentru a evita solicitările ridicate ale organelor mecanismului motor din cauza șocurilor.

Folosirea dozajelor ridicate cu gaze este limitată nu numai de fenomenul de detonație, ci și de scăderea randamentului efectiv, scădere nejustificată de o creștere corespunzătoare a puterii efective. Scăderea randamentului efectiv este determinată de scăderea coeficientului de exces de aer, arderea se înrăutățește din cauza supraîmbogățirii amestecului.

Astfel de exemplu pentru dozajul maxim corespunzător debitului de 878,5 l/h randamentul efectiv la puterea maximă este numai 0,246, față de 0,277 din cauza funcționării cu motorină avem astfel o scădere de 11,2% în timp ce creșterea de putere este de 11,6%.

Din examinarea diagramelor și a tabelului centralizator rezultă creșterea continuă a randamentului efectiv odată cu scăderea dozajului de gaze.

Dintre debitele orare încercate, debitul optim este de 377 l/h pentru care se obține pentru puterea maximă $\eta_e = 0{,}265$ o scădere de numai 4,34% și o creștere de putere de 8,57%.

Detonația, care apare la valori ridicate ale debitului orar, este determinată de cantitatea prea mare de gaze, care se aprinde brusc odată cu aprinderea motorinei.

De fapt arderea este favorizată de admisia de amestec de gaze lichefiate și aer, în timpul fazei de comprimare are loc un proces de oxidare lentă a gazelor lichefiate. Produsele rezultate fiind activate îmbunătățesc procesul de ardere.

Cifra octanică ridicată a propanului 120 și a butanului 93 nu prezintă importanță pentru inițierea procesului de ardere avînd în vedere că aprinderea este realizată prin autoaprinderea motorinei.

Detonația în cazul funcționării mixte își păstrează caracterul de la motoarele cu autoaprindere: aprinderea unei cantități mari de combustibil în faza I-a de ardere nedirijate, la depășirea unei anumite limite a debitului orar de gaze lichefiate, devine predominantă cantitatea mare de gaze care se autoaprind brusc, față de reducerea întîrzierii la aprindere rezultată prin injectarea combustibilului lichid într-un amestec de aer și gaze.

CONCLUZII

1. Creșterea de putere rezultată prin funcționarea mixtă cu amestec de gaze lichefiate se explică în primul rînd printr-o folosire mai bună a aerului introdus în motor, se arde pe fiecare kg de aer o cantitate mai mare de combustibil. Puterea obținută este limitată de detonație și de scăderea randamentului efectiv.

2. Fenomenul de detonație își păstrează caracterul de la motoarele cu autoaprindere, producerea lui avînd loc la începutul procesului de ardere.

ИЗУЧЕНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВИХРЕВОЙ КАМЕРОЙ, СО ВПУСКОМ СМЕСЕЙ СОСТОЯЩИХ ИЗ ЖИДКИХ НЕФТЯНЫХ ГАЗОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе исследуется работа двигателя D-35, со впуском смеси воздуха с жидкими газами. Изучение поведения двигателя произведено используя внешние характеристики работы на моторине и при смешанной работе на моторине с жидкими газами.

Полученная мощность ограничена детонацией и снижением эффективного к. п. д.

ETUDES ET RECHERCHES SUR LE FONCTIONNEMENT DES MOTEURS D 35 À CHAMBRE DE TOURBILLON AVEC ADMISSION DE MÉLANGES DE GAZ LIQUÉFIÉS

(RÉSUMÉ)

Dans les cadres de cet ouvrage on étudie le fonctionnement du moteur D 35 à admission de mélange d'air et de gaz liquefiés. L'étude du comportement du moteur est effectuée en utilisant les caractéristiques extérieures pour le fonctionnement à base de gas-oil et pour le fonctionnement mixte. La force obtenue este limitée par la détonnation et la diminution du rendement effectif.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Bănărescu, *Motoare cu ardere internă*, vol. I, pag. 442—450 Ed. Tehnică 1957.
2. V. A. Vanşeidt, *Motoare Diesel* (traducere l. rusă), pag. 389—390, Ed. Tehnică 1959.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

GENERATOR DE IMPULSURI PENTRU INCERCAREA FERITELOR DE MEMORIE

DE

E. POP şi S. CRIŞAN

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Ştiinţifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Feritele utilizate în matricele de memorie lucrează pe principiul acţiunii simultane a două impulsuri de curent care le schimbă starea de magnetizare. Cele două impulsuri se iau egale iar suma lor trebuie să depăşească curentul corespunzător lui H_m, dar în acelaş timp un singur impuls nu trebuie să basculeze ferita respectivă. Pentru o bună funcţionare a matricei de memorie feritele trebuie să fie cu caracteristici cît mai uniforme. Pentru aceasta este nevoie de o sortare a lor cu ajutorul unei instalaţii compusă dintr-un generator de impulsuri şi un osciloscop la care se poate vedea răspunsul feritei la diferite impulsuri. Incercarea feritelor se face în acelaş regim ca cel în care lucrează ferita în matricea de memorie. Astfel generatorul trebuie să dea un sir de impulsuri, de obicei patru, care se repetă şi care, după un program dinainte stabilit, pot să devină oricare din ele pozitive sau negative cu o anumită amplitudine sau jumătate din ea. Durata impulsurilor trebuie să fie de cîteva ori mai mare decît timpul de basculare a feritei. Asemenea generatoare se pot combina cu un dispozitiv mecanic care permite sortarea automată a feritelor bune, [3].

Astfel de generatoare cuprind un număr foarte mare de tuburi şi piese, consumînd o putere relativ ridicată, [1], [2].

In lucrarea de faţă se descrie un astfel de generator de impulsuri la care s-au folosit numai tranzistori şi ferite.

Schema bloc a generatorului este arătată în fig. 1. De la un registru de deplasare cu ferite legate în inel F_1—F_4 se obţine un tren de patru impulsuri. Prin intermediul a patru comutatoare K I—K IV fiecare impuls poate fi aplicat celor patru etaje de amplificare şi însumare P_1—P_4, putîndu-se obţine pe rezistenţa de sarcină R semnalul după programul dorit. Pentru obţinerea impulsurilor de deplasare necesare pentru comanda registrului cu ferite se foloseşte un generator compus dintr-un multivibrator cu tranzistori *MV* şi un etaj de formare a impulsurilor de deplasare *EF*. Acest etaj de formare este realizat cu doi tranzistori T_3, T_4 (fig. 2) conectaţi ca amplificatori în clasă B şi comandaţi de impulsurile obţinute de la un transformator de impulsuri *Tr* care la rîndul său este comandat de multivibrator. Transformatorul de impulsuri are miezul format dintr-o ferită de acelaşi tip ca cele utilizate în registru. Curenţii de colector ai celor doi tranzistori T_3, T_4 servesc ca impulsuri de deplasare pentru registrul de ferite.

Registrul de deplasare este format din patru ferite F_1—F_4 legate în inel funcționînd pe principiul registrului bifazat. Pentru împiedecarea transferului unității în sens invers, legarea unei ferite cu ferita următoare se realizează printr-o diodă D_1—D_4 care se blochează datorită căderii de tensiune ce apare pe rezistența de colector R_5 respectiv R_6 în timpul impulsului de

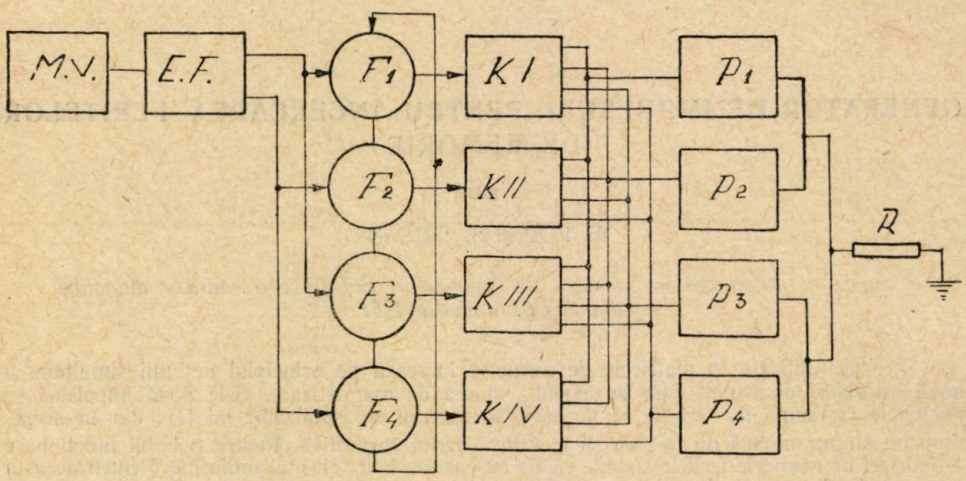


Fig. 1.

deplasare corespunzător. De la fiecare ferită sînt scoase ieșiri pentru comanda etajelor finale. La una din ferite s-a prevăzut o înfășurare auxiliară care poate fi conectată prin rezistența R_{11} pe sursa de alimentare, pentru introducerea unității în registru în cazul că aceasta s-a șters dintr-o cauză oarecare. În fig. 3 *a*—3 *i* se arată diagrama impulsurilor în diferite puncte ale generatorului, de la multivibrator pînă la ieșirile registrului.

Programul dorit de comandare a etajelor finale se realizează cu ajutorul a patru comutatoare K I—K IV. Pentru o simplificare a schemei și o manevrare mai ușoară s-au ales comutatoare claviatură. Prin intermediul acestor comutatoare fiecare impuls poate să comande fie unul fie ambii tranzistori T_5, T_6, obținîndu-se la ieșire impuls jumătate sau întreg pozitiv, sau să comande fie unul fie ambii tranzistori T_7, T_8 obținîndu-se impuls jumătate sau întreg negativ. Comutatoarele claviatură sînt prevăzute cu un sistem de blocare mecanică care împiedică comandarea simultană de către un impuls a ambelor perechi de tranzistori finali. În cazul cînd un anumit impuls nu trebuie să fie amplificat, comutatorul respectiv se lasă neacționat.

Pentru a împiedeca ca la anumite poziții ale comutatoarelor înfășurările de ieșire ale registrului să se pună direct în paralel, ceea ce ar produce scurtcircuitarea ieșirilor, sau să nu se producă o comandă greșită s-au prevăzut diodele D_5—D_{12}.

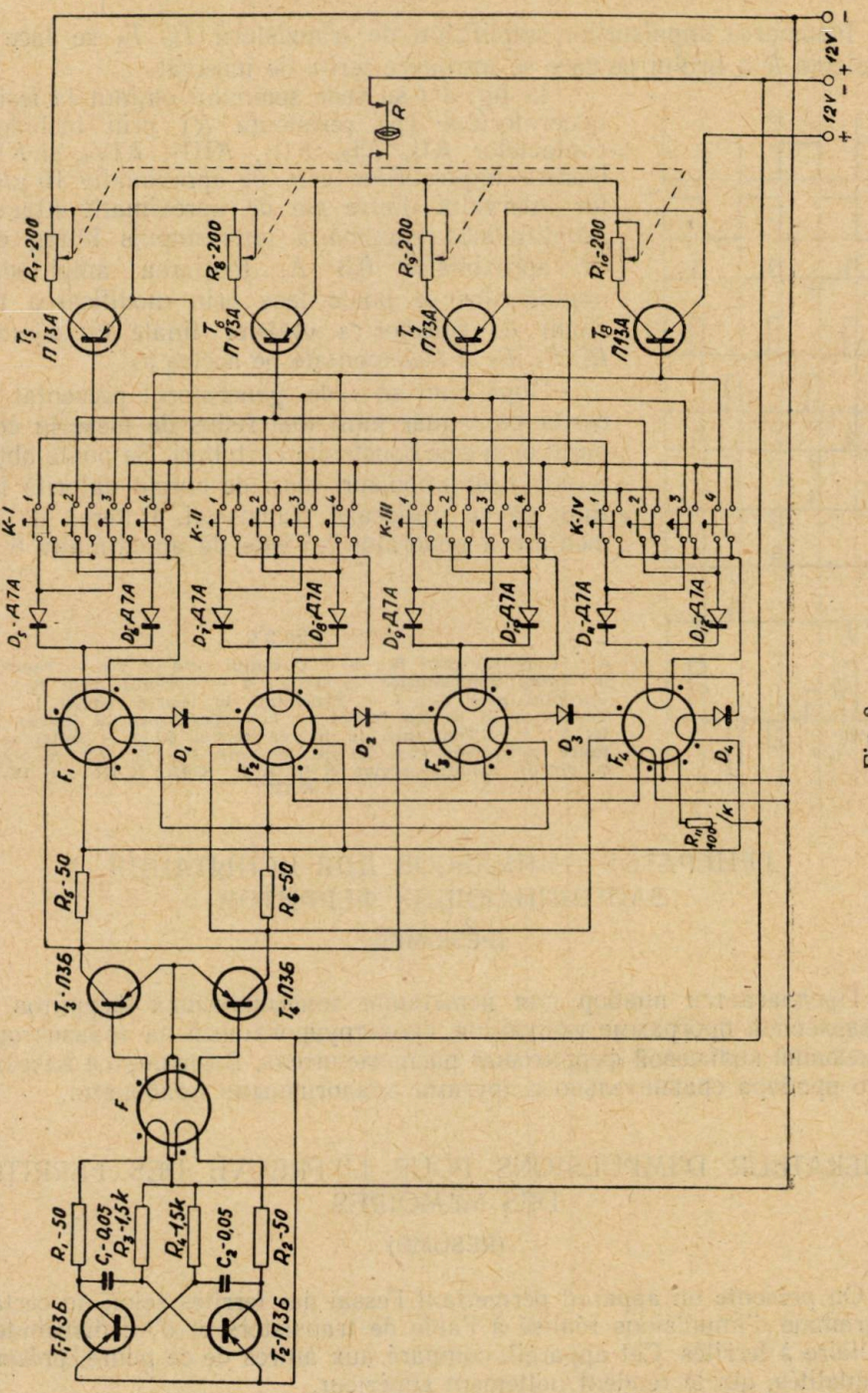
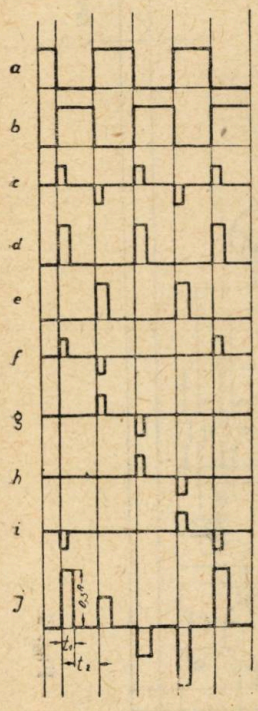

12V
12V
R
R1-200
R8-200
R9-200
R16-200
T5 П13А
T6 П13А
T7 П13А
T8 П13А
K-I
K-II
K-III
K-IV
D5-Д7А
D6-Д7А
D7-Д7А
D8-Д7А
D9-Д7А
D10-Д7А
D11-Д7А
D12-Д7А
F1
F2
F3
F4
D1
D2
D3
R5-50
R6-50
T3-П36
T4-П36
F
R1-50
C1-0,05
R3-1,5k
R4-1,5k
C2-0,05
R2-50
T1-П36
T2-П36
R10 100
K

Fig. 2.

Însumarea impulsurilor amplificate de tranzistorii T_5, T_8 se face pe rezistența R a firului pe care se introduce ferita de încercat.



În fig. 3 *j* se vede semnalul obținut la ieșirea generatorului (pe rezistența R) prin închiderea contactelor KI_1, KI_2, KII_1, $KIII_1$, KIV_1, și KIV_2. Durata impulsurilor este de aproximativ 10 μ/sec, iar intervalul dintre ele de aproximativ 40 μ/sec. Amplitudinea maximă a unui impuls întreg este de aproximativ 0,3 A. Reglarea amplitudinii impulsurilor se poate face prin modificarea tensiunii de colector a etajelor finale cu ajutorul R_7, R_8, R_9 și R_{10}, montate pe același ax.

După cum se vede, generatorul prezentat necesită un număr mult mai redus de piese în comparație cu cele construite cu tuburi. Se poate obține relativ ușor impulsuri mari de curent datorită faptului că se utilizează tranzistori. Puterea de alimentare a generatorului este de aproximativ 6 W.

Fig. 3:

a – Curentul prin R_1; *b* – Curentul prin R_2; *c* – Tensiunea la bazele tranzistorilor T_3 și T_4; *d* – Curentul prin R_5; *e* – Curentul prin R_6; *f* – Tensiunea la ieșirea feritei 1; *g* – Tensiunea la ieșirea feritei 2; *h* – Tensiunea la ieșirea feritei 3; *i* – Tensiunea la ieșirea feritei 4; *j* – Impulsul de ieșire (prin rezistența *R*) de secvență *P*, *P*/2, *N*/2, *N* obținut la poziția comutatoarelor *K* I_1, *K* I_2, *K* II_1, *K* III_1, *K* IV_1, și *K* IV_2.

ГЕНЕРАТОР ИМПУЛЬСОВ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ЗАПОМИНАЮЩИХ ФЕРРИТОВ

(РЕЗЮМЕ)

Предлагается прибор для испытания запоминающих ферритов по определенной программе импульсов, сконструированный на транзисторах и имеющий кольцевой ферритовый распределитель. Выявляются качества этого прибора сравнительно с другими аналогичными приборами.

GÉNÉRATEUR D'IMPULSIONS POUR L'ÉPREUVE DES FERRITES DES MÉMOIRES

(RÉSUMÉ)

On présente un appareil permettant l'essai des ferrites selon un certain programme d'impulsions réalisé à l'aide de transistors et d'un distributeur annulaire à ferrites. Cet appareil, comparé aux autres de ce genre, présente des qualités, qui le rendent nettement supèrieur.

BIBLIOGRAFIE

1. Segal A., Automatica şi Electronica Bucureşti Nr. 1, 1959 p. 40—43.
2. Panin V. A., Priborostroenie Nr. 8, 1957 p. 1—5.
3. Griaznov N. I., Priborostroenie Nr. 8 1957 p. 21—24.
4. Zavolokina Z. I., *Magnitnie elementi v ţifrovih vicislitelnih ustroistvah.* Gosenergoizdat 1958.
5. Ivanov L. V., Filipov E. N., *Tifrovaia tehnika i vicislitelnih ustroistva* Izdvo Akademii Nauk S.S.S.R. 1959 p. 28—41.

CONSIDERAȚIUNI ASUPRA ACȚIONĂRILOR ELECTRICE CU MODIFICATOR DE ALUNECARE

DE

M. BRAȘOVAN

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 3—5 mai 1961

La acționarea instalațiilor care produc o încărcare sub formă de șocuri repetate se aplică de regulă motoare asincrone cu inele cuplate cu volan. Rolul volanului constă în aceia ca în timpul șocurilor de încărcare să cedeze o parte din energia înmagazinată sub formă cinetică în perioada pauzelor de încărcare. Astfel cuplul dezvoltat de motor este micșorat, puterea motorului poate fi aleasă mai mică, ceea ce are ca urmare reducerea pierderilor și funcționarea mai economică a instalațiilor.

Ținînd seamă de faptul că motorul asincron are caracteristica mecanică $n=f(M)$, rigidă, cu înclinație mică, pentru ca volanul să poată ceda o parte potrivită din energia sa cinetică este necesară mărirea alunecării acționării. Aceasta se realizează prin introducerea în circuitul motorului a unei rezistențe. In general se folosesc reostate cu rezistențe cunstante sau variabile. Ultimile împreună cu aparatajul de comandă automată se cunosc sub denumirea de modificator de alunecare. Reostatul poate fi din lichid sau din metal. In cele ce urmează se va face referire la modificatorul de alunecare cu lichid. Funcționarea acestuia rezultă după schema de principiu din fig. 1.

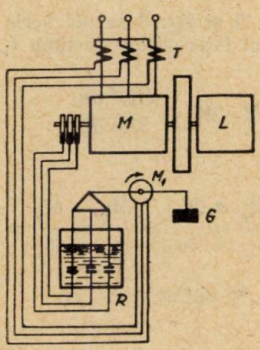


Fig. 1. Schema instalației cu modificator de alunecare.

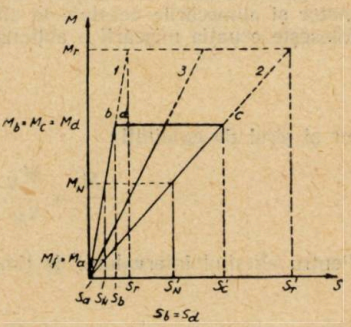


Fig. 2. Caracteristicile mecanice $M=f(s)$.

Mișcarea electrozilor din reostatul R se comandă de către motorul asincron cu rotorul în scurtcircuit M_1 care se alimentează prin transformatorul T din circuitul statoric al motorului M; acesta acționează mașina de lucru L. Motorul M_1 și contragreutatea G dezvoltă cupluri de același sens. Valoarea acestora trebuie astfel aleasă încît atunci cînd motorul M absoarbe curentul $I<\lambda_x I_N$ (cu $\lambda_x<1{,}7$) electrozii să se găsească la distanța minimă de cei ficși. In aceste condții motorul de acționare M lucrează pe caracteristica inițială 1 din fig. 2.

Dacă în urma creșterii încărcării curentul absorbit de motorul M atinge valoarea $I=\lambda_x I_N$, cuplul dezvoltat de motorul M_1 și de contragreutatea G devine mai mare decît cuplul datorit greutății proprii a electrozilor. Acestea încep să se îndepărteze provocînd creșterea continuă a rezistenței din circuitul rotoric și anume în așa fel încît în tot timpul încărcării curentul absorbit de motorul de acționare M rămîne constant și egal cu $\lambda_x I_N$. La încetarea încărcării cuplul dezvoltat de greutatea proprie a electrozilor devine mai mare decît cuplul datorit motorului M_1 și contragreutății G ceea ce provoacă apropierea electrozilor reostatului și deci micșorarea rezistenței în circuitul rotoric al motorului M.

Diagrama de încărcare a motorului asincron prevăzut cu modificator de alunecare este reprezentată în fig. 3 în care $M_r=f(t)$ arată variația cuplului static rezistent determinat de mașina de lucru, iar $M=f(t)$ este variația cuplului dezvoltat de motorul de acționare. De asemenea, este arătată și variația alunecării s. În momentul cînd cuplul M atinge în punctul b valoarea $\lambda_x M_N$ intră în acțiune modificatorul de alunecare menținînd constantă această valoare. Restul de cuplu $M_r-\lambda_x M_N$ trebuie să-l acopere volanul V. Dependența de alunecare s a cuplului dezvoltat de motor este reprezentată în fig. 2.

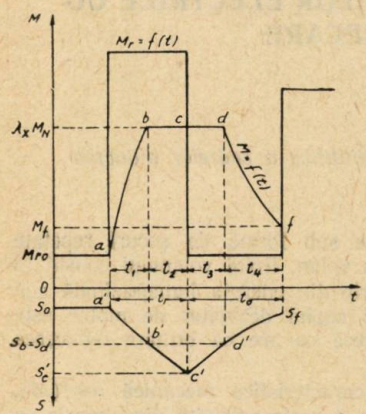


Fig. 3. Diagrama de încărcare.

Se introduce constanta electromecanică de timp T în forma:

$$T=\frac{GD^2 n_0 s_N}{375 M_N} \tag{1}$$

în care s-a notat:

GD^2 — momentul de giratie al volanului.
n_0 — turația sincronă a motorului de acționare
s_N — alunecarea nominală a motorului de acționare pe caracteristica inițială 1 din fig. 2
M_N — cuplul nominal al motorului de acționare.

Ținînd seamă de notațiile din fig. 2 și fig. 3 se pot scrie valorile cuplului dezvoltat de motor și alunecările acestuia la sfîrșitul intervalelor de timp t_1, t_2, t_3 și t_4. În acest scop se folosește ecuația mișcării a acționării:

$$M-M_r=\frac{GD^2}{375}\frac{dn}{dt} \tag{2}$$

cît și șirul de egalități:

$$\frac{M}{s}=\frac{M_N}{s_N}=\frac{M_r}{s_r}=\frac{M_{r0}}{s_0}=\frac{M_a}{s_a}=\frac{M_f}{s_f}=\frac{M_b}{s_b}. \tag{3}$$

Pentru sfîrșitul intervalului de timp t_1 se obține:

$$\lambda_x M_N=M_b=M_r-(M_r-M_{r0})\,\varepsilon^{-\frac{t_1}{T}} \tag{4}$$

$$s_b=s_r-(s_r-s_0)\,\varepsilon^{-\frac{t_1}{T}}. \tag{5}$$

La sfîrșitul intervalului t_2, în punctul c, motorul lucrează pe caracteristica 2 din fig. 2 și rezultă:

$$M_c=M_b \tag{6}$$

$$s'_c=\frac{s'_r-s'_c}{T'}t_2+s_b \tag{7}$$

în care

$$T' = \frac{GD^2 n_0 s'_N}{375 M_N} = T \frac{s'_N}{s_N}. \tag{8}$$

Pe de altă parte din fig. 2 și în baza relației (8) se obține:

$$\frac{s'_c}{s_b} = \frac{T'}{T}. \tag{7a}$$

La sfîrșitul perioadei t_3, în punctul d, motorul revine pe caracteristica inițială 1 depășind carateristica 3 din fig. 2 și deci se poate scrie:

$$M_d = M_c = M_b \tag{9}$$

$$s_d = s'_c - \frac{s_d - s_0}{T} t_3. \tag{10}$$

Pentru punctul f la sfîrșitul pauzei de încărcare rezultă:

$$M_f = M_{r0} + (M_d - M_{r0}) e^{-\frac{t_4}{T}} \tag{11}$$

$$s_f = s_0 + (s_d - s_0) e^{-\frac{t_4}{T}}. \tag{12}$$

Din relațiile (4)... (12) se constată că pentru determinarea intervalului de timp t_3 trebuie să se cunoască variația alunecării fără de care nu se poate stabili poziția punctului d în diagrama $M=f(t)$ din fig. 3.

Pentru dimensionarea motorului de acționare este necesară cunoașterea variației cuplului $M=f(t)$ în baza relațiilor (4)—(12). În acest scop trebuie să se cunoască constanta de timp T. În prezent, această problemă se rezolvă în așa fel încît în prealabil se alege motorul prin cuplul M_N, turația sincronă n_0 și alunecarea nominală s_N, cît și volanul prin momentul său de girație GD^2. În acest scop se pot folosi criteriile indicate în literatură [1.2.3.4.]

Astfel fiind cunoscută diagrama $M=f(t)$ se determină cuplul mediu echivalent:

$$M_e = \sqrt{\frac{\int_0^{t_c} M^2 dt}{t_c}} \tag{13}$$

în care t_c reprezintă intervalul ciclurilor de încărcare repetate.

Dacă M_e este mai mic decît cuplul nominal ales M_N și nu diferă prea mult de acesta atunci calculele se execută pentru alte cîteva variante dintre care se alege soluția cea mai favorabilă.

Date fiind condițiile de determinare ale constantei de timp T adesea rezultă $M_e > M_N$. În acest caz calculele se refac dînd alte valori mărimilor pe baza cărora se stabilește T pînă cînd se îndeplinește condiția:

$$M_e \leqslant M_N. \tag{14}$$

Din cele de mai sus se constată că această metodă de calcul este încertă, este supusă jocului arbitrarului. Pentru eliminarea acestei deficiențe în cele ce urmează se propune o altă metodă cu referire la cazul cînd în diagrama

de sarcină vîrfuri uniforme de încărcare alternează cu pauze de aceeași durată.

În acest scop pentru $t_4 \neq 0$ și într-un regim quasistaționar de funcționare rezultă condițiile:

$$s_0 = s_a = s_f \tag{15}$$

$$s_d = s_b . \tag{16}$$

Ținînd seamă de aceste condiții și introducînd notațiile:

$$\frac{1-\frac{s_b}{s_r}}{\frac{s_b}{s_r}-\frac{s_0}{s_r}} = \alpha ; \qquad \frac{1-\frac{s_0}{s_r}}{\frac{s_b}{s_r}-\frac{s_0}{s_r}} = \gamma$$

din ecuațiile (5) și (12) se obține:

$$\varepsilon^{-\frac{t_4}{T}} = \gamma - \alpha\varepsilon^{\frac{t_1}{T}} . \tag{17}$$

Observînd că limitele valorilor mărimii $\varepsilon^{-\frac{t_4}{S}}$ sînt 0 și 1 rezultă condiția:

$$0 < \frac{t_1}{T} < \ln \frac{\gamma}{\alpha} . \tag{18}$$

O altă condiție pentru intervalul de timp t_1 este:

$$t_1 < t_r . \tag{19}$$

Folosindu-se egalitățile (7), (8) și (10) se obține:

$$t_3 = \alpha t_2 \tag{20}$$

$$T' = \left(\frac{s_r}{s_b} - 1\right) t_2 + T. \tag{21}$$

Pe de altă parte, cu notațiile din fig. 3 se poate scrie încă:

$$t_4 = t_0 - t_3 = t_0 - \alpha t_2 = t_0 \left(1 - \alpha \frac{t_r}{t_0}\right) + \alpha t_1 .$$

Introducînd această valoare în relația (17) și exprimînd raportul $\frac{t_0}{T}$ rezultă:

$$\frac{t_0}{T} = \frac{\ln \frac{1}{\varepsilon^{\frac{t_1}{T}}} - \alpha \frac{t_1}{T}}{\gamma - \alpha\varepsilon^{\frac{t_1}{T}}} \tag{22}$$

în care s-a notat:

$$\beta = \frac{t_r}{t_0} . \tag{23}$$

Pentru calculul cuplului echivalent se folosește expresia (13) cu observația că în fig. 3 porțiunile de curbă exponențială *ab* și *df* se înlocuiesc prin drepte. Ținînd seamă și de egalitățile (3) relația (13) se poate scrie în forma :

$$\frac{M_e}{M_r}=\sqrt{\frac{\left[\left(\frac{s_a}{s_r}\right)^2+\left(\frac{s_b}{s_r}\right)^2+\frac{s_a}{s_r}\frac{s_b}{s_r}\right]\frac{t_1+t_4}{3}+\left(\frac{s_b}{s_r}\right)^2(t_2+t_3)}{t_r+t_0}}. \tag{24}$$

Această expresie se poate modifica observînd că :

$$\gamma=1+\alpha$$

$$t_1+t_4=\gamma t_1+t_0(1-\alpha\beta)$$

$$t_2+t_3=t_c-(t_1+t_4).$$

Cu aceste notații se obține :

$$\frac{M_e}{M_r}=\sqrt{\left(\frac{s_b}{s_r}\right)^2+\frac{\left[\left(\frac{s_a}{s_r}\right)^2-2\left(\frac{s_b}{s_r}\right)^2+\frac{s_a}{s_r}\frac{s_b}{s_r}\right][\gamma t_1+t_0(1-\alpha\beta)]}{3t_c}}. \tag{25}$$

În baza acestor elemente se indică următoarea metodă de calcul :

a) Din diagrama de încărcare $M_r=f(t)$ se calculează cuplul mediu rezistent :

$$M_{rm}=\frac{\int_0^{t_c} M_r dt}{t_c}$$

cît și rapoartele $\beta=\frac{t_r}{t_0}$ și $\frac{s_0}{s_r}=\frac{M_{r0}}{M_r}$

b) Se aleg 3—4 valori pentru raportul $\frac{s_b}{s_r}$ în așa fel ca să fie îndeplinită condiția :

$$\frac{M_{rm}}{M_r}<\frac{M_b}{M_r}=\frac{s_b}{s_r}<1$$

și se calculează valorile corespunzătoare ale mărimilor α, β cît și ale cuplului M_b.

c) Alegîndu-se cîteva valori pentru raportul $\frac{t_1}{T}$ care satisfac condițiile (18) și (19), din egalitatea (22) se calculează valoarea raportului $\frac{t_0}{T}$. Astfel rezultă valorile mărimilor T, t_1, t_2 și T'.

d) Din relația (5) în care se consideră $s_0=s_a$, se calculează raportul $\frac{s_a}{s_r}$ și se elimină acele valori ale lui t_1 care nu satisfac condiția (19).

e) Cu ajutorul relației (7a) se calculează valoarea raportului $\frac{s'_c}{s_b}$.

f) Se calculează valoarea cuplului echivalent M_e din egalitatea (25). Astfel rezultă și raportul

$$\lambda_{xe}=\frac{M_b}{M_e}.$$

g) Considerînd $M_N=M_e$ și alegînd valoarea turației sincrone n_0 și a alunecării nominale s_N se poate calcula valoarea alunecărilor s_r, s_b și s'_c cît și a momentului de girație GD^2.

h) După reprezentarea curbelor $M_e=f(T)$, $s'_c=f(T)$, $\lambda_{xe}=f(T)$ și $GD^2=f(T)$ se poate alege soluția cea mai convenabilă în ce privește motorul de acționare și volanul.

Aplicînd această metodă de calcul pentru cazul concret cu diagrama de încărcare caracterizată prin valorile:

$$M_{r0}=50 \text{ kgfm}; \quad t_0=4\text{s}$$

$$M_r=500 \text{ kgfm}; \quad t_r=3\text{s}$$

se constată că din numărul relativ mare (19) de valori ale lui t_1 numai puține (7) satisfac condițiile impuse, iar calculele se execută destul de repede și ușor.

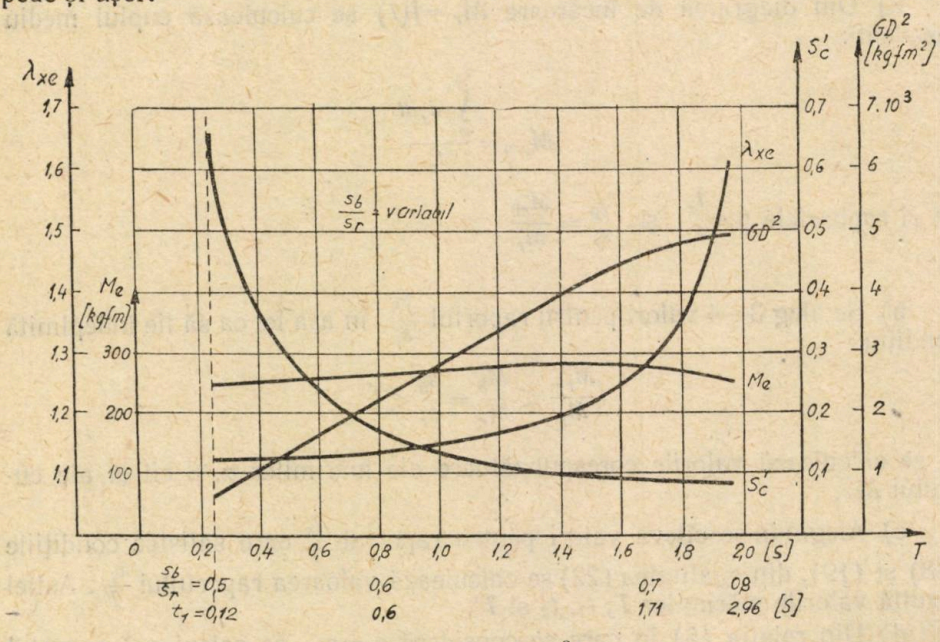


Fig. 4. Curbele obținute la $\frac{s_b}{s_r}$ variabil.

Curbele indicate la punctul h al metodei propuse pentru $\frac{s_b}{s_r}$ variabil între valorile 0,5 și 0,8 sînt reprezentate în fig. 4 din care rezultă următoarele concluzii:

α) Valoarea cuplului echivalent variază între limite restrînse și anume: 242—280 kgfm. Ca urmare, momentul de giratie GD^2 are o variație practic lineară cu constanta de timp T.

β) La creșterea constantei de timp T corespunde mărirea gradului de supraîncărcare λ_e și micșorarea alunecării maxime s_c' a motorului de acționare.

γ) Dacă se consideră pentru alunecarea maximă s_c' limitele 0,1 și 0,2 rezultă pentru T, M_e, GD^2 și λ_{xe} următoarele limite:

$$T = 0{,}7 \div 1{,}4 s$$

$$M_e = 260 \div 280 \text{ kgfm}$$

$$GD^2 = 1900 \div 3900 \text{ kgfm}^2$$

$$\lambda_{xe} = 1{,}125 \div 1{,}2.$$

Aplicarea acestei metode permite cercetarea în același timp a acestor mărimi și la o valoare constantă a raportului $\frac{s_b}{s_r}$. Astfel, în cazul exemplului considerat au rezultat curbele arătate în fig. 5 pentru $\frac{s_b}{s_r} = 0{,}5 = \text{const.}$

După cum se constată din aceste curbe cuplul M_e cît și gradul de supraîncărcare λ_{xe}, sînt practic constante pentru întregul domeniu de variație a constantei de timp. În consecință, momentul de giratie al volanului crește proporțional cu T. Alunecarea maximă s_c' prezintă o variație mare pentru T cuprins între valorile $0 \div 4$ s, iar apoi rămîne aproape constantă.

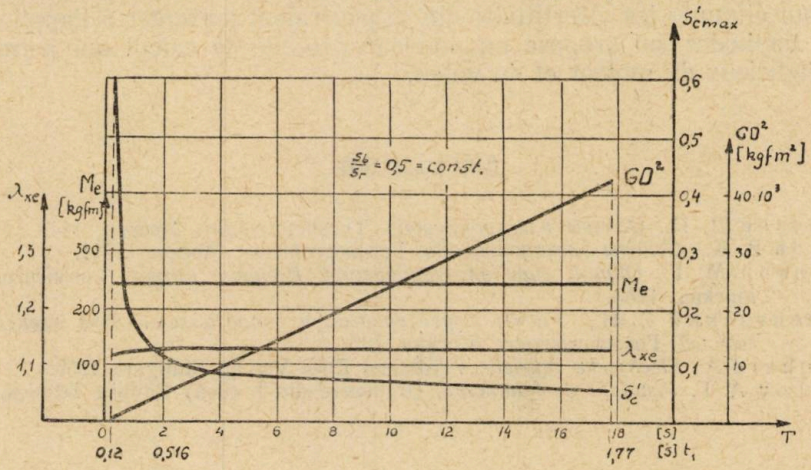


Fig. 5. Curbele corespunzătoare la $\frac{s_b}{s_r} = 0{,}5 = \text{constant}$.

Din cele arătate mai sus se poate trage concluzia că considerînd mărimea T la baza rezolvării problemei puse așa cum se impune din relațiile fundamentale (1) ... (12) rezultă prin curbele ce se pot obține o imagine clară asupra soluțiilor posibile, dintre care se pot alege și alte soluții decît cele efectiv calculate, fără necesitatea verificărilor ulterioare ca la metoda veche de proiectare.

ОБ ЭЛЕКТРИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ СО СКОЛЬЗЯЩИМ МОДИФИКАТОРОМ

(РЕЗЮМЕ)

Указываются методы применяемые в настоящее время при проектировании двигателя и маховика, в случае установок со скользящим модификатором с жидкостью и выявляются недостатки этих методов.

Для устранения неуверенности, характерной при применении этих методов, в работе излагается новый способ расчета, позволяющий рациональный выбор приводного двигателя и маховика.

CONSIDÉRATIONS SUR LES ACTIONNEMENTS ÉLECTRIQUES À MODIFICATEUR DE GLISSEMENT

(RÉSUMÉ)

On presente les méthodes enployées actuellement pour dimensionner le moteur d'actionnément et le volan en cas d'installations avec modificateur de glissement à liquide ; en même temps on met en relief les lacunes de ces méthodes.

Pour éliminer les incertitudes qui se pourraient présenter à l'application de ces méthodes, on propose un nouveau procédé de calcul qui permet le choix judicieux du moteur et du volan.

BIBLIOGRAFIE

1. Морозов Д. П., *Основы електропривода*, Госэнергоиздат, Москва, 1949.
2. Попов В. К., *Основы электропривода*, Госэнергоиздат, Москва, 1951.
3. Чиликин М. Г., *Общий курс электропривода, Издание второе*, Госэнергоиздат, Москва, 1953.
4. Вешеневский С. Н., *Расчет характеристик и сопротивлений для электродвигателей*, Госэнергоиздат, Москва, 1954.
5. Leonhard A., *Electrische Antriebe*, Ferdinand Enke Verlag, Stuttgart, 1959.
6. Telicov A. I., *Instalații de laminoare*, (traducere din l. rusă) Editura Tehnică, 1952.

O METODĂ DE DETERMINARE A CUPLULUI REZISTENT LA ARBORELE MOTORULUI DE ACȚIONARE AL UNUI LAMINOR

DE

N. BOGOEVICI

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

1. În general, pentru determinarea puterii motorului de acționare al oricărei mașini de lucru este necesar să se cunoască diagrama de sarcină a motorului, adică variația în timpul funcționării a cuplului rezistent la arborele motorului și a turației. Atît variația cuplului rezistent cît și a turației sînt determinate de condițiunile de lucru ale mașinii acționate, adică de procesul tehnologic pentru care ea este destinată.

Problema esențială la stabilirea diagramei de sarcină constă în determinarea valorii cuplului rezistent și a variației sale în funcție de timp. Pentru rezolvarea corectă a acestei probleme este necesar ca proiectantul acționării să cunoască în detaliu toate elementele procesului tehnologic cu ajutorul cărora se pot stabili forțele și cuplurile ce apar la diferite părți în mișcare ale mașinii de lucru.

2. În lucrarea de față se prezintă o metodă originală de calcul al cuplului rezistent la arborele motorului de acționare în caz de laminare la rece. Metoda propusă se referă la laminarea simplă, adică fără forțe de întindere a materialului la intrarea și ieșirea dintre cilindri, cu cilindrii de lucru de același diametru și ambii acționați de motor cu aceeași iuțeală periferică.

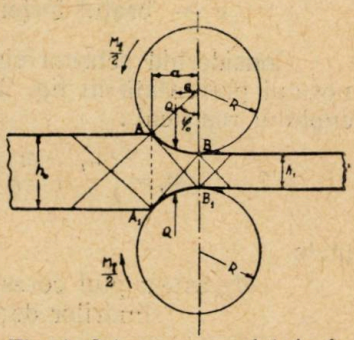


Fig. 1. Schema procesului de deformare plastică prin laminare simplă.

Schema procesului de deformare plastică prin laminare este cea prezentată în fig. 1 în care forțele Q transmise de cei doi cilindri la material sînt perpendiculare pe direcția de laminare.

Ideile ce au stat la baza elaborării metodei de calcul sînt următoarele:

— sub acțiunea forțelor de laminare Q materialul este deformat plastic prin compresiune;

— deformarea plastică prin laminare nu se limitează strict la volumul cuprins între cilindrii laminorului, ci se extinde și în părțile „adiacente" acestui volum, la intrarea și ieșirea dintre cilindri, unde are loc stingerea treptată a deformației; în fig. 1 s-au reprezentat prin linii ce se încrucișează straturile în

care rezistența la alunecare este învinsă și în care se produc alunecări de material ;

— condițiunile de frecare dintre material și cilindrii, exprimate prin coeficientul de frecare μ, și dimensiunile geometrice ale volumului cuprins între cilindri, stabilite prin raportul $\frac{a}{h_m}$, au un rol hotărîtor asupra desfășurării procesului de deformare plastică prin laminare.

Mărimea a din raportul de mai sus reprezintă proiecția arcului de contact pe direcția laminării (fig. 1) iar h_m grosimea medie a materialului laminat,

$$h_m = \frac{h_0 + h_1}{2} .$$

Deformația relativă rezultată în urma încercării la compresiune sau în urma laminării se exprimă prin relația :

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0} .$$

3. Forța de laminare Q și cuplul de laminare M_l, necesare pentru deformarea plastică prin laminare, se calculează cu relațiile :

$$Q = abp_m \tag{1}$$

$$M_l = 2eQ. \tag{2}$$

unde

p_m este compresiunea specifică medie de laminare ;

a — proiecția arcului de contact pe direcția laminării (fig. 1) ;

b — lățimea materialului laminat ($b \gg h_m$) ;

e — brațul forței Q față de axa de rotație a cilindrilor (fig. 1).

Considerînd schema cinematică a transmisiei pentru acționarea laminorului prezentată în fig. 2, se deduce următoarea expresie de calcul a cuplului rezistent :

$$M_r = \left(\frac{M_l}{2} + \frac{M_{fs}}{2} \cdot \frac{R}{R_s}\right)\frac{1}{\eta\nu} + \left(\frac{M_l}{2} + \frac{M_{fs}}{2} \cdot \frac{R}{R_s}\right)\frac{1}{\eta^2\nu} + M_0 \tag{3}$$

unde

M_{fs} este cuplul corespunzător pierderilor prin frecare în lagărele cilindrilor de sprijin ;

M_o — cuplul de mers în gol al laminorului ;

R — raza cilindrilor de lucru ;

R_s — raza cilindrilor de sprijin ;

η — randamentul unei perechi de roți dințate ;

ν — raportul de transmisie.

Dacă se notează cu μ_s coeficientul de frecare din lagărele cilindrilor de sprijin și cu d_s diametrul fusurilor acestor cilindri, se obține:

$$M_{fs} = 2Q\mu_s \frac{d_s}{2}. \tag{4}$$

Rezultă că cuplul rezistent M_r la arborele motorului se calculează cu o relație în care intervin: cuplul de laminare M_l, forța de laminare Q, cuplul

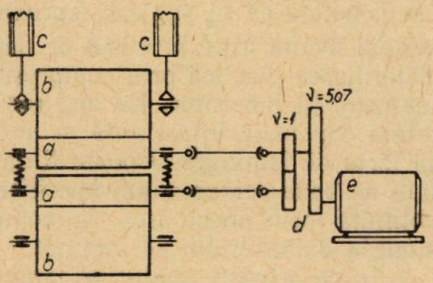


Fig. 2. Schema cinematică a transmisiei.

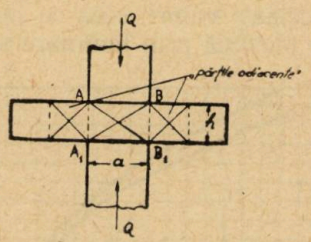


Fig. 3. Modelul de compresiune al laminării.

de mers în gol M_0 și unele elemente dependente de construcția laminorului (raport de transmisie, frecare, randament etc). Problema esențială constă în determinarea forței de laminare și a cuplului de laminare.

4. Pentru calculul mărimilor Q și M_l și pentru urmărirea influenței pe care o au asupra acestor mărimi unii parametrii ca:

— rezistență proprie a materialului față de deformarea plastică;

— raportul $\frac{a}{h_m}$;

— deformarea materialului în părțile „adiacente";

— condițiunile de frecare de pe suprafețele de contact, autorul a ajuns la concluzia că procesul de deformare plastică prin laminare la rece poate fi urmărit în laborator, prin încercarea la compresiune a materialului laminat. Modelul de încercare la compresiune este cel prezentat în fig. 3, unde uneltele de compresiune au o lățime a mai mică față de dimensiunea epruvetei și, ca urmare, apare o deformație a materialului nu numai în volumul ABA_1B_1 cuprins între unelte ci și în părțile „adiacente" acestuia, așa cum se întîmplă și la laminare (fig. 1).

Supunînd materialul de laminat la compresiune conform acestui model, rezultă variația compresiunii specifice în funcție de deformația relativă, $s = f(\varepsilon)$. În tabelul 1 sînt prezentate comparativ valorile compresiunii specifice medii s_m și compresiunii specifice medii de laminare p_m, obținute de autor prin compresiune, respectiv laminarea la rece, a unui oțel cu conținut redus de carbon (0,14%) și în stare inițială recoaptă. Valorile lui p_m s-au calculat din relația (1) unde pentru forța de laminare Q s-au introdus valorile măsurate în timpul laminării.

Tabela 1

Deformația relativă inițială și finală $\varepsilon_0 \div \varepsilon_1$	0÷0,15	0÷0,25	0÷0,35	0÷0,45	0,15÷0,25	0,25÷0,35	0,35÷0,45	0,15÷0,35	0,15÷0,45	0,25÷0,45
p_m [kgf/mm²]	51,2	57,7	64,0	75,2	71,9	72,8	75,6	72,2	76,5	86,0
s_m [kgf/mm²]	58,8	66,5	70,5	74,0	73,0	79,0	81,2	77,7	78,6	80,2

Analizînd rezultatele din tabela 1 se constată că p_m și s_m au aproximativ aceleași valori, ceea ce justifică analogia făcută între procesul de deformare plastică prin laminare simplă și deformarea plastică prin compresiune realizată în laborator. De aici rezultă prima concluzie importantă și anume că forța de laminare Q poate fi calculată pe baza compresiunii specifice s_m obținută prin încercarea la compresiune a materialului de laminat.

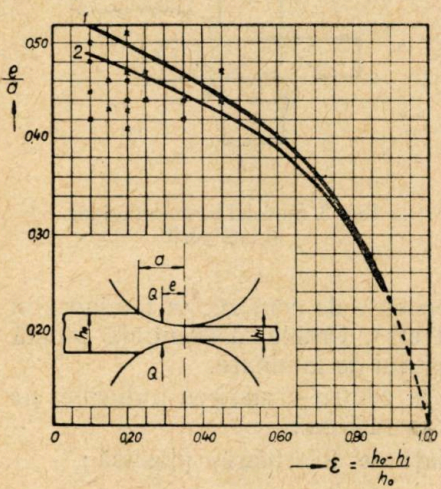


Fig. 4. Curbele $\frac{e}{a} = f(\varepsilon)$ obținute prin calcul [4] și punctele determinate experimental de autor:
1 – curba calculată fără considerare la întărirea materialului $\left(\frac{k_1}{k_0}=1\right)$; 2 – curba calculată cu considerare la întărirea materialului $\left(\frac{k_1}{k_0}=1{,}5\right)$.

În ce privește cuplul de laminare M_l, în urma măsurătorilor făcute la laminare s-a ajuns la concluzia că această mărime poate fi calculată în funcție de forța de laminare Q cu ajutorul relației (2) în care pentru e se introduce valoarea rezultată din rapoartele:

$$\frac{e}{a}=0{,}50 \quad \text{pentru} \quad \varepsilon \leqslant 0{,}20$$

$$\frac{e}{a}=0{,}48 \div 0{,}45 \quad \text{pentru} \quad \varepsilon = 0{,}20 \div 0{,}40$$

$$\frac{e}{a}=0{,}45 \div 0{,}35 \quad \text{pentru} \quad \varepsilon = 0{,}40 \div 0{,}70$$

Aceste valori ale raportului au fost stabilite prin calcul de Korolev [4] și verificate experimental de autor. În fig. 4 sînt prezentate curbele $\frac{e}{a}=f(\varepsilon)$ calculate și punctele determinate experimental. Se constată că, în general, valorile raportului $\frac{e}{a}$ determinate experimental sînt mai mici de cît cele stabilite prin calcul.

Avînd în vedere identitatea dintre p_m și s_m și considerînd $\frac{e}{a} \approx 0{,}5$, din ecuațiile (1) și (2) rezultă:

$$M_l \approx a^2 b s_m \qquad (5)$$

relație ce permite să se calculeze în mod simplu cuplul de laminare în funcție de compresiunea specifică medie s_m.

5. În urma încercărilor la compresiune și a măsurătorilor efectuate în timpul laminării s-a stabilit că compresiunea specifică s, respectiv compresiunea specifică medie de laminare p_m, nu depind de valoarea raportu-

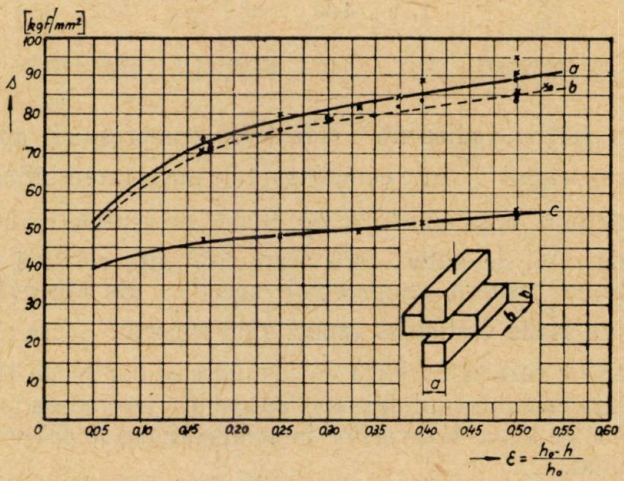


Fig. 5. Curbele $s = f(\varepsilon)$ obținute prin compresiune:
a – oțel moale; suprafețele de contact dintre epruvetă și unelte uscate; *b* – oțel moale; suprafețele de contact unse cu emulsie de ulei; *c* – cupru; suprafețele de contact uscate.

lui $\frac{a}{h}$, cel puțin în limitele valorilor acestui raport pentru care s-au făcut încercările. Ca dovadă în fig. 5 sînt arătate curbele $s = f(\varepsilon)$ obținute prin încercarea la compresiune conform modelului prezentat în fig. 3. Punctele fiecărei curbe din fig. 5 s-au determinat pentru valorile curente[1]) ale raportului $\frac{a}{h}$ cuprinse între 0,8 și 3. De asemenea, în tabela 2 se arată valorile lui p_m în funcție de raportul $\frac{a}{h_m}$ obținute la laminarea la rece a unor benzi din oțel. De remarcat că această constatare, în aparență, este contrară concluziilor la care s-a ajuns prin încercarea la compresiune a unor epruvete cilindrice [3; 5] și anume că compresiunea specifică s crește odată cu majorarea raportului $\frac{a}{h}$ (a în cazul de față este diametrul epruvetei). Realitatea este că la laminare compresiunea specifică este influențată concomitent atît de raportul $\frac{a}{h}$ cît și de deformația

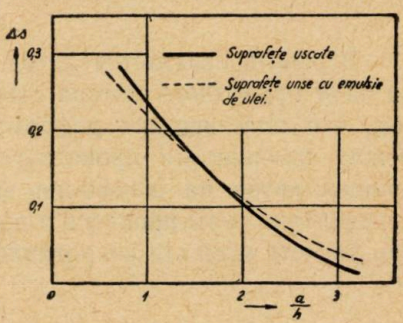


Fig. 6. Variația, în funcție de raportul $\frac{a}{h}$, a influenței relative asupra compresiunii specifice s a deformării părților „adiacente".

[1]) Raportul $\frac{a}{h}$ se modifică în timpul compresiunii.

Tabela 2

ε	0,25			0,35		
$\frac{a}{h_m}$	3,77	4,49	5,46	4,78	5,52	6,88
p_m [kgf/mm²]	56,2	61,2	61,7	61,7	63,2	65,3

materialului în părțile „adiacente". Creșterea compresiunii specifice datorită majorării raportului $\frac{a}{h}$ este compensată de micșorarea influenței relative a deformării părților „adiacente". În fig. 6 sînt prezentate curbele $\Delta s = f\left(\frac{a}{h}\right)$ obținute experimental de autor, care arată influența relativă a deformării părților „adiacente" asupra compresiunii specifice. Se observă că această influență relativă scade vertiginos atunci cînd raportul $\frac{a}{h}$ se mărește.

6. În concluzie rezultă că forța de laminare și cuplul de laminare, mărimi ce intervin la calculul cuplului rezistent pentru laminarea la rece simplă, se pot determina pe baza încercărilor la compresiune, în laborator, a materialului de laminat.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ВАЛУ ПРИВОДНОГО МОТОРА СТАНА ДЛЯ ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагается метод для определения момента сопротивления на валу приводного мотора стана для холодной прокатки, основаный на том, что пластическая деформация происходит при сжатии материала между цилиндрами прокатного стана. Излагаются выводы, к которым пришел автор на основании экспериментальных данных, в отношении определения силы прокатки и прокатного момента, величины необходимые при расчете момента сопротивления.

MÉTHODE POUR DÉTERMINER LE COUPLE RÉSISTANT DE L'ARBRE DU MOTEUR D'ACTIONNEMENT D'UN LAMINOIR À FROID

(RÉSUMÉ)

On présente une méthode pour déterminer le couple résistant de l'arbre du moteur d'actionnement d'un laminoir pour laminer à froid. La méthode se base sur l'observation que la déformation plastique par laminage provient par suite de la compression du matériau entre les cylindres du lami-

noir. On présente les conclusions des déterminations expérimentales concernant la détermination de la force de laminage et du couple de laminage, dates qui intervient au calcul du couple résistant.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Mikloşi, Sur le travail absorbé au laminage, Bulletin scientifique de l'école polytechnique de Timişoara , Tome 1, *3* (1927).
2. M. Braşovan, E. Seracin, N. Bogoevici, *Acţionări electrice. Probleme şi aplicaţii industriale,* Editura Tehnică, Bucureşti, 1960.
3. И. М. Павлов, Теория прокатки. Металлургиздат, Москва, 1950.
4. А. А. Королев, Новые исследования деформаций материала при проатке, Машгиз, Москва, 1953.
5. G. Sachs, *Grundbegruffe des mechanischen Technologie der Metalle.* Akademie Verlag, Leipzig, 1923.

CONTRIBUȚIUNI LA STUDIUL ȘI CALCULUL UNUI CIRCUIT AMPLIFICATOR DIFERENȚIAL ALIMENTAT CU TENSIUNE ALTERNATIVĂ

DE

AL. ROGOJAN

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

1. În amplificatoarele electronice întrebuințate în unele sisteme de reglaj automat, diferitele etaje sînt realizate după scheme diferențiale, alimentate cu tensiune anodică alternativă. Un astfel de etaj amplificator de tensiune este reprezentat în fig. 1. El se compune din două triode identice, care au o rezistență de catod R_k comună și două rezistențele anodice R_a egale. Atît pe rezistența din circuitul catodic, cît și pe rezistențe anodice se găsesc în paralel condensatoare, cu o capacitate suficient de mare pentru ca prin rezistențele respective să curgă practic un curent constant.

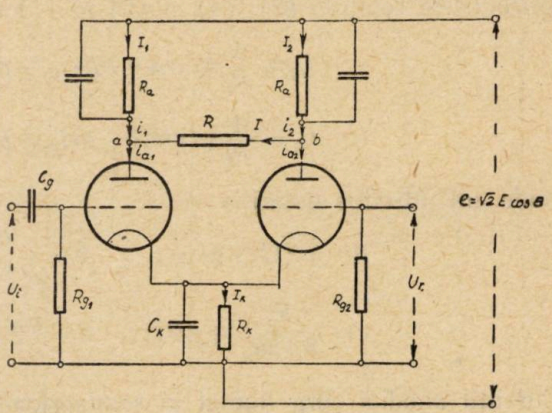


Fig. 1.

Comandarea etajului se poate face pe la ambele intrări. La intrarea din dreapta se aduce deobicei o tensiune continuă variabilă lent, care reprezintă reacția în sistemul de reglaj automat. La intrarea din stînga se aduce tensiunea de la un traductor, care poate fi alternativă sau continuă. În acest din urmă caz lipsește condensatorul din circuitul de grătar. Tensiunea de ieșire U_{ab} se obține între punctele a și b între care se conectează intrarea etajului următor, sau rezistența de sarcină de ieșire în cazul cînd etajul este final. În primul caz rezistența între punctele a și b poate fi socotită de obicei infinit de mare.

În literatură nu se găsesc studii cu privire la această schemă, de aceea în cele de mai jos ne propunem să o analizăm. În acest scop se va folosi metoda aproximării prin drepte a caracteristicilor tuburilor electronice.

2. Considerăm că la intrarea din stînga aducem o tensiune alternativă,

$$u_i = \sqrt{2}\, U_i \cdot \cos\vartheta$$

în faza cu tensiunea anodică, iar la cea din dreapta o tensiune continuă u_r. Folosind metoda de studiu indicată mai sus, din fig. 1, ținînd seama de aproximarea $\mu+1 \cong \mu$ unde μ este coeficientul de amplificare static al tubului putem scrie:

$$i_{a_1} = \frac{\sqrt{2}\, E\cos\vartheta - I_1 R_a - E_0 - \mu I_k R_k + \mu\sqrt{2}\, U_i \cos\vartheta}{R_i} \tag{1}$$

$$i_{a_2} = \frac{\sqrt{2}\, E\cos\vartheta - I_2 R_a - E_0 - \mu I_k R_k + \mu u_r}{R_i}. \tag{2}$$

Întrucît prin R nu trec componente alternative avem:

$$I_1 + I = I_{a_1} \quad \text{și} \quad I_2 - I = I_{a_2}. \tag{3}$$

Ținînd seama de aceste relații și scriind relația între căderile de tensiune pe rezistențele R_a și R obținem:

$$I = \frac{R_a}{R+2R_a}(I_{a_1} - I_{a_2}) \tag{4}$$

pe de altă parte avem:

$$I_{a_1} + I_{a_2} = I_k \tag{5}$$

Introducem relațiile (3), (4) și (5) în (1) și (2) și obținem:

$$i_{a_1} = \frac{1}{R_i}(a\cos\vartheta + b\cdot I_{a_1} - c\cdot I_{a_2} - E_0) \tag{6}$$

$$i_{a_2} = \frac{1}{R_i}(d\cos\vartheta - c\cdot I_{a_1} + bI_{a_2} - E_0 + \mu u_r) \tag{7}$$

unde am introdus notațiile:

$$\left.\begin{aligned} a &= \sqrt{2}(E+\mu U_i); & b &= \frac{R_a^2}{R+2R_a} - \mu R_k - R_a \\ c &= \frac{R_a^2}{R+2R_a} + \mu R_k; & d &= \sqrt{2}\, E. \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

Curenții anodici curg numai în semiperioada pozitivă a tensiunii anodice, avînd unghiuri de tăiere ce se determină din relațiile (6) și (7). Pentru valori zero ale curenților avem:

$$\cos\vartheta_1 = \frac{1}{a}(E_0 - bI_{a_1} + cI_{a_2}) \tag{9}$$

$$\cos\vartheta_2 = \frac{1}{d}(E_0 - \mu u_r + cI_{a_1} - bI_{a_2}). \tag{10}$$

Scriem valorile medii ale curenților anodici

$$I_{a_1} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\theta_1}^{+\theta_1} i_{a_1} d\vartheta = \frac{1}{\pi R_i} [a \sin \theta_1 + (bI_{a_1} - cI_{a_2} - E_0)\theta_1] \tag{11}$$

$$I_{a_2} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\theta_2}^{+\theta_2} i_{a_2} d\vartheta = \frac{1}{\pi R_i} [d \sin \theta_2 + (-cI_{a_1} + bI_{a_2} - E_0 + \mu u_r)\theta_2] \tag{12}$$

Relațiile (9), (10), (11) și (12) formează un sistem de patru ecuații cu patru necunoscute θ_1 ; θ_2 ; I_{a_1}, și I_{a_2}, care trebuie rezolvat. În cursul rezolvării se obțin următoarele relații

$$I_{a_1} = \frac{1}{b}(E_0 - a \cos \theta_1 + cI_{a_2}) \tag{13}$$

$$I_{a_1} = \frac{1}{c}(-E_0 + \mu u_r + d \cos \theta_2 + bI_{a_2}) \tag{14}$$

$$I_{a_1} = \frac{1}{\pi R_i - b\theta_1}(a \sin \theta_1 - c\theta_1 I_{a_2} - E_0\theta_1) \tag{15}$$

$$I_{a_1} = \frac{1}{c\theta_2}[d \sin \theta_2 - (\pi R_i - b\theta_2) I_{a_2} - (E_0 - \mu u_r)\theta_2] \tag{16}$$

Apoi :

$$I_{a_2} = \frac{1}{c^2 - b^2}[bd \cos \theta_2 + ac \cos \theta_1 - E_0(b+c) + b\mu u_r] \tag{17}$$

$$I_{a_2} = \frac{1}{c\pi R_i}[ba \sin \theta_1 + a(\pi R_i - b\theta_1) \cos \theta_1 - \pi R_i E_0] \tag{18}$$

$$I_{a_2} = \frac{1}{b\pi R_i + (c^2 - b^2)\theta_2}[bd \sin \theta_2 + ac\,\theta_2 \cos \theta_1 - b(E_0 - \mu u_r)\theta_2 - cE_0\theta_2] \tag{19}$$

În continuare obținem :

$$\cos \theta_2 = -\frac{a(c^2 - b^2)}{cd\pi R_i}(\theta_1 \cos \theta_1 - \sin \theta_1) - \frac{ab}{cd} \cos \theta_1 + \frac{E_0(b+c)}{cd} - \frac{\mu \cdot c \cdot u_r}{cd} \tag{20}$$

$$\cos \theta_1 = \frac{d(c^2 - b^2)}{ac\pi R_i}(\theta_2 \cos \theta_2 - \sin \theta_2) - \frac{bd}{ac} \cos \theta_2 + \frac{E_0(b+c)}{ac} - \frac{\mu \cdot b \cdot u_r}{ac} \tag{21}$$

Acest sistem de două ecuații transcendente se poate rezolva numai grafic. Se dau diferite valori lui θ_1 și se determină θ_2 din ecuația (20) și se trasează grafic curba $\theta_2 = f(\theta_1)$. Se procedează la fel cu ecuația (21). La intersecția celor două curbe obținem soluția adică pe θ_1 și θ_2. Cu acestea din relațiile (17) pînă la (19) găsim pe I_{a_2} iar din (13) pînă la (16) găsim pe I_{a_1}.

Din relația (4) se poate determina I, cu care apoi se poate determina tensiunea la ieșire.

$$U_{ab} = IR. \tag{22}$$

La nevoie se pot trasa curbele $U_{ab}=f(Ui)$ pentru $u_r=\text{const}$. Valorile maxime ale curenților i_{a_1} și i_{a_2} care sînt importante pentru dimensionare se pot calcula din expresiile (1) și (2) luînd $\cos\vartheta=1$.

3. Avînd în vedere că la baza calculelor au stat caracteristicile idealizate ale tuburilor electronice e necesară o verificare experimentală.

In tabelul de mai jos se dau rezultatele obținute.

$E=200$ V; $Ui=1$ V; $u_r=0$; $R_a=10$ KΩ; $R=5$ KΩ

R_k kΩ	U_{a1} volt		U_{a2} volt		U_{ab} volt	
	calculat	măsurat	calculat	măsurat	calculat	măsurat
5	6	8,5	13,3	9,6	1,46	1,1
0,5	36	37	43	40	3,5	2,35

Calculele au fost făcute cu rigla de calcul.

Se constată o concordanță acceptabilă pentru practică între valorile calculate și măsurate ale tensiunilor U_{a1} și U_{a2}, respectiv între valorile curenților, și o concordanță relativ slabă la tensiunea U_{ab}. Aceasta este datorită faptului că tensiunea este obținută ca diferență a unor mărimi afectate de erori. Se vede deci că expresiile obținute se pot intrebuința la stabilirea unui regim pentru tuburi în limitele admise, iar pentru calculul amplificării este necesară o îmbunătățire a concordanței prin efectuarea calculelor cu o mașină de calculat.

ИЗУЧЕНИЕ И РАСЧЕТ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ УСИЛИТЕЛЬНОЙ ЦЕПИ ПИТАЕМОЙ ПЕРЕМЕННЫМ НАПРЯЖЕНИЕМ

(РЕЗЮМЕ)

Рассматривается дифференциальная усилительная цепь питаемая переменным напряжением, управление которой может быть произведено как переменным, так и постоянным напряжением.

В обоих случаях на выходе получаем постоянное напряжение.

Используемый метод расчета основывается на идеализации характеристик электронных ламп. Полученные результаты проверяются экспериментально.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE ET CALCUL D'UN CIRCUIT AMPLIFICATEUR DIFFÉRENTIEL ALIMENTÉ À TENSION ALTENATIVE

(RÉSUMÉ)

On y étudie un circuit amplificateur différentiel alimenté à couvrant alternatif où l'on fait la commande soit à tension alternative, soit à tension continue.

A l'issue du système on obtient dans les deux cas une tension continue.

La méthode de calcul appliquée est basée sur l'idéalisation des caractéristiques des lampes électroniques.

Les résultets obtenus sont vérifiés expérimentalement.

BIBLIOGRAFIE

1. Rogojan A., Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timişoara, 1956, t. 1 fasc. 1.
2. Caganov I., *Mutatori electronici şi ionici*, Ed. Energ. de Stat. Bucureşti 1953.

DETERIMANAREA UNEI GROSIMI DE CÎȚIVA MICRONI CU AJUTORUL GENERATORULUI HALL

DE

PL. ANDRONESCU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

DESCRIEREA DISPOZITIVULUI

Figura 1 reprezintă un circuit magnetic cu patru bobine conectate în serie cu cîte W spire fiecare.

Miezul magnetic de la mijloc se poate deplasa în sus, astfel că întrefierul δ crește de la zero. În întrefierele δ_1, δ_2 care sînt egale, se plasează cîte un generator Hall, conectate în serie.

În exemplul luat s-a folosit un singur generator Hall în întrefierul δ_1.

În circuitul în care curge curentul Hall i_h (vezi fig. 2) este conectat un miliampermetru cu

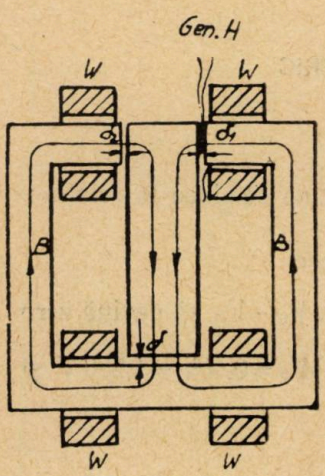


Fig. 1. Dspozitivul de măsurat întrefierul δ.

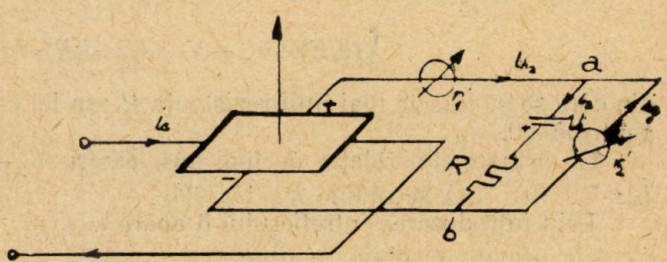


Fig. 2. Circuitul Hall.

rezistența interioară r_1', iar în circuitul în care curge curentul electric i_g se găsește un galvanometru sensibil cu un spot luminos care măsoară 10^{-7} A/div, cu rezistența interioară r_2'.

În circuitul conectat în paralel cu galvanometrul, se găsește un element feronichel cu tensiunea : $U_i = 1{,}280$ V, conectat în serie cu rezistența R.

FUNCȚIONAREA DISPOZITIVULUI

Aevm : $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}1$ cm ; $\delta = 0$

$$W_1 = W_2 = W_3 = W_4 = 400 \text{ spire.}$$

Fie i_m curentul de magnetizare care curge în cele patru bobine și B_1 inducția magnetică în întrefierul δ_1 cînd δ egal cu zero.

Neglijînd căderea magnetică în circuitul feromagnetic, se obține pentru $i_m = 0{,}7$ A și $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}1$ cm :

$$B_1 = \frac{2 \cdot 400 \cdot \frac{4\pi}{10} i_m \cdot \mu_0}{\delta_1} = \frac{m}{\delta_1} = 7030 \text{ gauss.}$$

în care $m = 703$ g · cm.

Cînd apare întrefierul δ de cîțiva microni, inducția magnetică se micșorează foarte puțin.

De asemenea atît tensiunea generatorului Hall U_{h_1} cît și curentul electric Hall i_{h_1} se micșorează foarte puțin.

Pentru că variația cea mică a curentului Hall nu poate fi observată la miliampermetru ne folosim de galvanometrul care măsoară $\Delta i_h = i_{h_1} - i_{h_2}$ In felul acesta se stabilește $U_{h_1} - U_{h_2}$ care devine proporțional cu întrefierul necunoscut δ.

RELAȚIILE DIN CIRCUITUL ELECTRIC

a. Legătura între Δi_h și ig

Integrala $\int (dlE)$ între punctele a, b din fig. 2 ne conduce la relația :

$$\int (dlE) = V_a - V_b + U_i = i_1 R = i h_1 R$$

din care se stabilește mai întîi rezistența R așa fel ca $V_a - V_b$ să devină zero pentru $\delta = 0$.

Ca urmare din relația de mai sus, pentru $V_a - V_b = 0$, $U_i = 1{,}280$ V și $i_{h_1} = 7{,}2 \cdot 10^{-2}$ mA se obține $R = 17.790\Omega$.

Prin introducerea întrefierului δ apare $i_{h_2} < i_{h_1}$.

Ca urmare se obțin relațiile :

$$\int (dlE) = V_a - V_b + U_i = i_2 R$$

$$i_2 = i_{h_2} + i_g$$

$$V_a - V_b = -i_g r'_2$$

de unde se deduce :

$$-i_g r'_2 + i_{h_1} R = (i_{h_2} + i_g) R.$$

sau:

$$i_{h_1} - i_{h_2} = \Delta i_h = i_g \zeta$$

în care:

$$\zeta = \frac{R + r_2'}{R}$$

În exemplul luat avem:

$$r_2' = 100^{\Omega} \quad \zeta = 1{,}010$$

$$\Delta i_h = i_g \cdot 1{,}010$$

b. **Determinarea tensiunii Hall** Uh_1

S-a folosit un generator Hall format din Ge-n cu dimensiunile plăcuței: $l = 5{,}3$ mm, $b = 2{,}8$ mm, $d = 0{,}46$ mm.

Rezistența longitudinală $r_i = 20{,}7\ \Omega$.

rezistența transversală (Hall) $r_{ih} = 17\ \Omega$.

Avem:

$$U_{h_1} = K^{cm^2/As} \cdot B_1^g \cdot i_c^A \cdot 10^{-8} = i_{h_1} (r_1' + r_{ih})$$

în care:

$$r_1' + r_{ih} = 176{,}5^{\Omega} + 17^{\Omega} = 193{,}5^{\Omega}$$

$$i_c = 0{,}010^{A}$$

Se obține: $$U_{h_1} = 0{,}01399^{V}$$

și

$$K = 19\,800^{cm^2/As}$$

Se formează:

$$U_{h_1}^{V} = K \frac{m}{\delta_1} \cdot i_c \cdot 10^{-8} = \frac{A}{\delta_1}$$

în care $A = 0{,}001399$.

c. **Determinarea întrefierului** δ

Se formează:

$$U_{h_2} = i_h (r_1' + r_{ih}) - ig r_2'$$

în care:

$$i_{h_2} = i_{h_1} - \Delta i_h = \frac{U_{h_1}}{r_1' + r_{ih}} - ig\zeta$$

astfel că $U^h - U_{h_2}$ apare de asemenea în funcție de ig.

Se obține:

$$U_{h_1} - U_{h_2} = ig[\zeta (r_1' + r_{ih}) + r_2']$$

Pe de altă parte mai avem:

$$U_{h_1} - U_{h_2} = A\left(\frac{1}{\delta_1} - \frac{1}{\delta_1+\delta}\right) \cong A\frac{\delta}{\delta_1^2}$$

de unde se deduc întrefierul δ în forma:

$$\delta = \frac{ig\,\delta_1^2}{A}[\zeta(r_1'+r_{ih})+r_2']$$

În exemplul luat prin apariția lui δ avem:

$$ig^A = 6{,}5\cdot 10^{-7}\ \text{A.}$$

$$r_2'+\zeta(r_1'+r_{ih}) = 295$$

$$\delta = \frac{6{,}5\cdot 10^{-7}\cdot 295\cdot 0{,}01}{0{,}001399} = 13{,}75\cdot 10^{-4}\ \text{cm.}$$

adică: $\delta = 13{,}75$ microni.

La formarea lui δ s-a folosit o foiță de staniol. Pentru două foițe de staniol suprapuse s-a obținut $ig = 12{,}1\cdot 10^{-7}$ A. ceea ce corespunde $\delta = 26{,}6$ microni.

Dispozitivul e astfel construit încît în cele trei întrefieruri să apară un cîmp al inducției B cît mai omogen. În felul acesta repetînd măsurările se obține același rezultat. La introducerea a doi generatori Hall în serie se va ține seama ca întrefierurile δ_1, δ_2 trebuie să fie perfect egale pentru a se obține aceeași constantă A.

Curentul electric ig practic se va dubla astfel că măsurarea întrefierului δ va fi și mai exactă.

Cu acest prilej aduc mulțumirile mele tov. asist. Heler Avram care a confecționat generatorul Hall cu material de Ge-n obținut de la facultatea Electrotehnică Ilmenau R.D.G.

Tot domnia-sa a confecționat dispozitivul pentru măsurarea lui δ și a condus și efectuat măsurările.

Aduc mulțumiri tov. preparator principal ing. Budescu Valeria care a ajutat la măsurări.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЛЩИНЫ В НЕСКОЛЬКО МИКРОНОВ ПРИ ПОМОЩИ ГЕНЕРАТОРА ХОЛЛА

(РЕЗЮМЕ)

В ферромагнитную цепь вводится сердечник из немагнитного материала, тольщина которога определяется опытом.

С этой целью используются один или два генератора Холла, питающие электрическую цепь в которой находятся милиамперметр, гальванический злемент, чувствительный гальванометр и два сопротивления.

Введением сердечника толщиной в несколько микронов, магнитная индукция, а также напряжение Холла незначительно уменьшаются. Т. к. милиамперметр не показывает очень малую разность Δi_h тока Холла, применяется аккумуляторный элемент, связанный с гальванометром таким образом, чтобы последний измерял Δi_h,

При помощи этого метода определяется очень малое изменение магнитной индукции и толщины сердечника.

DÉTERMINATION D'UNE ÉPAISSEUR DE QUELQUES MICRONS À L'AIDE DU GÉNÉRATEUR HALL

(RÉSUMÉ)

On introduit dans un circuit ferromagnétique un entrefer formé d'une matière non-magnétique, dont l'épaisseur est déterminée par voie expérimentale.

Dans ce but on utilise un ou deux générateurs Hall, qui alimentent un circuit électrique, dans lequel on trouve un milliampèremètre, un élément galvanique, un galvanomètre sensible et deux résistances.

Par l'introduction de l'entrefer de quelques microns, l'induction magnétique et aussi la tension Hall diminuent très peu.

Le milliampèremètre ne pouvant pas indiquer une diminuation très petite Δi_h du courant Hall, on utilise l'élément de l'accumulateur connecté au galvanomètre de sorte que celui-ci mesure Δi_h.

Ainsi on détermine la variation très petite de l'induction magnétique et l'épaisseur de l'entrefer.

PREMAGNETIZAREA DEPENDENTĂ DE SARCINĂ A MIEZURILOR BOBINELOR DE COMUTAȚIE ALE REDRESOARELOR MECANICE

DE

I. HEINRICH

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

Problema centrală a redresoarelor mecanice este limitarea curentului în momentul deschiderii contactelor cu scopul reducerii la minimum a transportului de material. În felul acesta se reduce uzura suprafețelor contactelor. Menținerea curentului ce se întrerupe la valori mici se obține prin folosirea bobinelor de comutație, iar îmbunătățirea condițiilor de comutare se realizează prin premagnetizarea miezurilor bobinelor de comutație.

Bobinele de comutație se dimensionează astfel, încît deschiderea contactelor să se producă atunci, cînd punctul de funcționare pe caracteristica de magnetizare se găsește în domeniul $_k \sim B B'_k$, ceea ce înseamnă că curentul ce se întrerupe va avea o valoare cuprinsă în domeniul $i_{\mu k} \sim i'_{\mu k}$ (fig. 1). Se știe că la curent maxim de sarcină deschiderea contactelor se va produce în punctul *M*, iar la curent minim de sarcină în punctul *N* (fig. 1); la un curent intermediar într-un punct cuprins în domeniul *MN*. Se observă simplu, că la curenți mari de sarcină contactele întrerup curent pozitiv, pe cînd la curenți mici de sarcină întrerup curent negativ. Apariția aprinderii inverse e favorizată de ruperea curenților negativi. Din acest motiv se aplică o premagnetizare miezurilor bobinelor de comutație în așa fel, încît axa ordonatelor să se mute spre stînga cu valoarea $i'_{\mu k}$, deci să treacă prin punctul *N* (linia întreruptă din fig. 1). Aceasta înseamnă însă, că la curenți mari de sarcină curentul ce se întrerupe de contacte va avea valoare considerabilă, — ce poate duce la uzura contactelor.

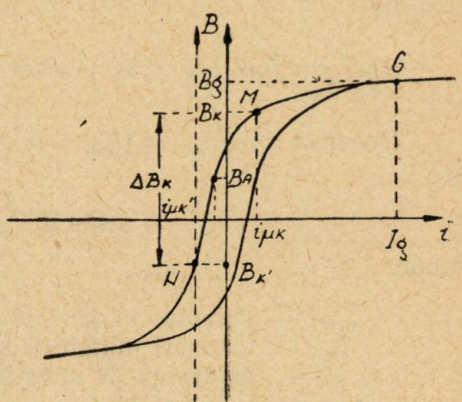


Fig. 1.

Lucrarea de față prezintă o metodă de premagnetizare, prin care deplasarea axei ordonatelor se produce în funcție de curent. Ar fi de dorit, ca această deplasare să se facă astfel, încît axa ordonatelor să treacă totdeauna prin punctul de pe caracteristică, în care se produce deschiderea contactelor. Astfel deschiderea contactelor la orice sarcină s-ar produce la curent nul, deci practic nu ar apărea uzura contactelor.

În continuare, la baza considerațiilor făcute stă redresorul prezentat de autor în [B 4].

Se știe că

$$\cos\alpha - \cos(\alpha+\lambda) = \frac{2x}{\sqrt{3}E_m}(I_g - i_{\mu a}) + \frac{w Q_\omega 10^{-8}}{\sqrt{3}E_m}(2B_g - B_a - B_r) \qquad (1)$$

unde semnificațiile notațiilor α, λ, E_m, x, w, Q, B_r se găsesc în [B.4], iar

I_g — curent oarecare de sarcină ;
$I_{\mu a}$ — curentul ce se întrerupe la deschiderea contactelor, cînd curentul de sarcină are valoarea I_g (vezi fig. 1);
B_g — inducția în miezul bobinei de comutație la curentul I_g;
B_a — inducția în miezul bobinei de comutație la curentul $i_{\mu a}$.

Dacă $I_g = I_{gM}$ (I_{gM} —curentul maxim de sarcină), deschiderea contactelor trebuie să se producă în punctul M (fig. 1), deci

$$\cos\alpha - \cos(\alpha+\lambda) = \frac{2x}{\sqrt{3}E_m}\cdot(I_{gM} - i_{\mu k}) + \frac{w Q_\omega 10^{-8}}{\sqrt{3}E_m}\cdot(2B_{gM} - B_k - B_r) \qquad (2)$$

Egalînd partea dreaptă a ecuației (1) cu partea dreaptă a ecuației (2), rezultă

$$\frac{2x}{\sqrt{3}E_m}\cdot[I_{gM} - I_g - (I_{\mu k} - i_{\mu a})] = \frac{w Q_\omega 10^{-8}}{\sqrt{3}E_m}\cdot[2(B_g - B_{gM}) - B_a - B_k] \qquad (3)$$

Deoarece $(i_{\mu k} - i_{\mu a}) \ll (I_{gM} - I_g)$, iar după [B.2]

$$w Q_\omega 10^{-8} = \frac{2x(I_{gM} - I_{g0})}{(1-\sigma_0-\zeta)\Delta B_k}$$

unde

I_{gM} — curentul maxim de sarcină ;
I_{g0} — curentul minim de sarcină ;
σ_0 — siguranța de mers în gol ;
ΔB_k — vezi fig. 1 ;

$$\zeta = \frac{2(B_{gM} - B_{g0})}{\Delta B_k}$$

B_{gM} — inducția în miezul bobinei de comutație la curentul I_{gM};
B_{g0} — inducția în miezul bobinei de comutație la curentul I_{g0};

relația (3) ia forma:

$$I_{gM}-I_g=\frac{I_{gM}-I_{g0}}{(1-\sigma_0-\zeta)\,\Delta B_k}\,[2(B_g-B_{gM})-B_a+B_k]$$

de unde

$$B_a=2(B_g-B_{gM})+B_k-(1-\sigma_0-\zeta)\cdot\Delta B_k\,\frac{I_{gM}-I_g}{I_{gM}-I_{g0}} \qquad (4)$$

Relația (4) permite calculul inducției B_a din miezul bobinei de comutație a fazei care se deconectează în urma procesului de comutație în momentul deschiderii contactului, pentru fiecare valoare a curentului de sarcină, I_g. Se vede că B_a apare ca o funcție de I_g, relația (4) satisfăcînd condițiile:

$$\left.\begin{aligned} I_g&=I_{gM}\\ B_g&=B_{gM}\end{aligned}\right\}\ B_a=B_k$$

și

$$\left.\begin{aligned} I_g&=I_{g0}\\ B_g&=B_{g0}\end{aligned}\right\}\ B_a=B'_k \quad \text{dacă} \quad \sigma_0=0$$

Fiind cunoscute valorile lui B_a în funcție de I_g, din ciclul de histereză se pot citi valorile corespunzătoare ale lui $i_{\mu\sigma}$ și astfel se obține $i_{\mu a}=f(I_g)$, adică curba care redă valorile curentului ce se întrerupe în funcție de valorile curentului de sarcină.

Avînd la bază redresorul prezentat în [B.4], deci considerînd $I_{gM}=$ $=120$ Amp, $I_{g0}=2$ Amp, $i_{\mu k}=10$ Amp, $i'_{\mu k}=-2$ Amp, de asemenea considerînd $\sigma_0=0$, s-au calculat curbele din fig. 2. Calculele s-au efectuat pentru cinci valori diferite ale raportului H/I, — problemă analizată de autor în lucrarea [B.5]. Evident, că pentru fiecare raport H/I îi corespunde cîte o bobină de comutație, cu alte dimensiuni și număr de spire. Curba pentru $H/I=1$ apare distinct. Celelalte patru curbe $H/I=2$; 3 ; 4 ; 5 pot fi deosebite în domeniul curenților negativi de întrerupere, dar aproape se confundă în domeniul curenților pozitivi de întrerupere. În acest ultim domeniu s-au trasat numai curbele corespunzătoare lui $H/I=2$ și 5, celelalte două ($H/I=3$ și 4) fiind cuprinse între cele două desenate. Analiza alegerii raportului H/I la proiectarea bobinelor de comutație nu intră în cadrul prezentei lucrări, — ea fiind prezentată în [B.5]. La efectuarea calculelor s-a folosit de ciclul de histereză, ridicat pe cale experimentală, prezentat în [B.5 — fig. 3].

Cu scopul reducerii valorii curenților ce se întrerup prin deschiderea contactelor, se aplică două înfășurări de premagnetizare pe miezul bobinelor de comutație, — una determină o premagnetizare independentă de sarcină, iar a doua o premagnetizare liniar dependentă de sarcină. Starea de

magnetizare a miezurilor bobinelor de comutație în momentul deschiderii contactelor va fi determinată de tensiunea magneto-motoare :

$-i^*_{\mu a} w$ — t.m.m. determinată de înfășurarea principală ;

$-v_{Hsi}$ — t.m.m. determinată de înfășurarea suplimentară, care determină premagnetizarea independentă de sarcină ;

$-I_g w_{sd}$ — t.m.m. determinată de înfășurarea suplimentară cu w_{sd} spire, care determină premagnetizarea linear dependentă de sarcină, realizată prin trecerea curentului de sarcină I_g prin cele w_{sd} spire ale înfășurării suplimentare.

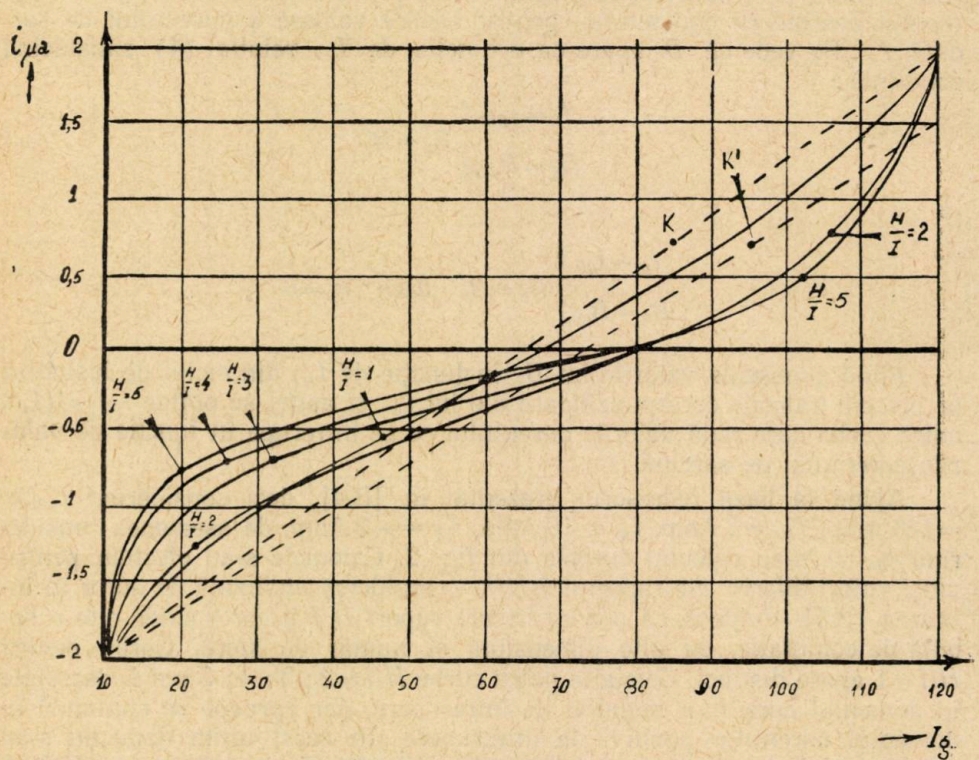


Fig. 2.

Privind fenomenele d.p.d.v. al circuitului principal, premagnetizarea echivalează cu deplasarea axei ordonatelor (fig. 1). Dacă pe axa absciselor se trece t.m.m. a întregului circuit feromagnetic, deplasarea axei ordonatelor corespunde tensiunii magnetomotoare

$$\Delta V_H = I_g w_{sd} + V_{Hsi} \qquad (5)$$

Se observă, că fiecărui curent de sarcină îi corespunde o altă poziție a axei ordonatelor.

În continuare se dimensionează cele două sisteme de premagnetizare astfel, încît la curent maxim de sarcină I_{gM} și curent minim de sarcină I_{g0} axa ordonatelor să treacă prin punctele M, respectiv N (fig. 1). Aceasta înseamnă :

$$I_{g0}w_{sd}+V_{Hsi}=i'_{\mu k}w \tag{6}$$

$$I_{gM}w_{sd}+V_{Hsi}=i_{\mu k}w \tag{7}$$

Eliminînd pe V_{Hsi} se determină numărul de spire a înfășurării suplimentare :

$$w_{sd}=\frac{i_{\mu k}-i'_{\mu k}}{I_{gM}-I_{g0}}\cdot w \tag{8}$$

Se face remarcarea, că $i'_{\mu k}$ are valoare negativă, în consecință diferența $i_{\mu k}-i'_{\mu k}$ prezintă suma a două valori pozitive.

Valoarea lui V_{Hsi} rezultă :

$$V_{Hsi}=i'_{\mu k}\cdot w\cdot\frac{I_{gM}}{I_{gM}-I_{g0}}-i_{\mu k}\cdot w\cdot\frac{I_{g0}}{I_{gM}-I_{g0}} \tag{9}$$

Presupunînd $i_{\mu k}=-i'_{\mu k}$ (condiție de obicei îndeplinită), rezultă :

$$V_{Hsi}=i'_{\mu k}\cdot w\cdot\frac{I_{gM}+I_{g0}}{I_{gM}-I_{g0}} \tag{10}$$

Relația (5), care reprezintă deplasarea axei ordonatelor, obține expresia :

$$\Delta V_H=I_g\cdot\frac{i_{\mu k}-i'_{\mu k}}{I_{gM}-I_{g0}}\cdot w+i'_{\mu k}\cdot\frac{I_{gM}}{I_{gM}-I_{g0}}\cdot w-i_{\mu k}\cdot\frac{I_{g0}}{I_{gM}-I_{g0}}\cdot w \tag{11}$$

Dacă $i_{\mu k}=-i'_{\mu k}$

$$\Delta V_H=I_g\frac{2i_{\mu k}}{I_{gM}-I_{g0}}w+i'_{\mu k}\frac{I_{gM}+I_{g0}}{I_{gM}-I_{g0}}w \tag{12}$$

În sistemul de axe $B=f(i)$ (fig. 1) deplasarea axelor se produce cu

$$\Delta i=\frac{\Delta V_H}{w}$$

unde ΔV_H e dat de relația (11).

Relația (4) determină valorile lui B_a corespunzătoare diferitelor valori ale curentului de sarcină I_g, iar B_a determină valorile curentului $i_{\mu a}$ ce se întrerupe. În cazul aplicării celor două înfășurări de premagnetizare, aceloraşi valori ale lui B_a îi vor corespunde alte valori $i^*_{\mu a}$ ale curentului ce se întrerupe. Legătura între $i_{\mu a}$ și $i^*_{\mu a}$ e dată de relația

$$i_{\mu a}w=i^*_{\mu a}w+V_{Hsi}+I_gw_{sd} \tag{13}$$

sau introducînd expresiile lui V_{Hsi} și w_{sd} și simplificînd cu w :

$$i_{\mu a}=i^*_{\mu a}+i_{\mu k}\frac{I_g-I_{g0}}{I_{gM}-I_{g0}}+i'_{\mu k}\frac{I_{gM}-I_g}{I_{gM}-I_{g0}} \tag{14}$$

Curbele $i_{\mu a} = f(I_g)$ trasate pe fig. 2 reprezintă în același timp și $i^*_{\mu a} = f(I_g)$, însă ordonatele nu se vor considera față de axa $i_a = 0$, ci față de axa $i^*_{\mu a} = 0$, care se determină pe baza relației:

$$i^*_{\mu a} = i_{\mu a} - i_{\mu k}\frac{I_g - I_{g0}}{I_{gM} - I_{g0}} - i'_{\mu k}\frac{I_{gM} - I_g}{I_{gM} - I_{g0}} = 0 \qquad (15)$$

Se verifică ușor, că această relație determină axa K din fig. 2. Astfel se trasează curbele $i^*_{\mu a} = f(I_g)$ reprezentate în fig. 3.

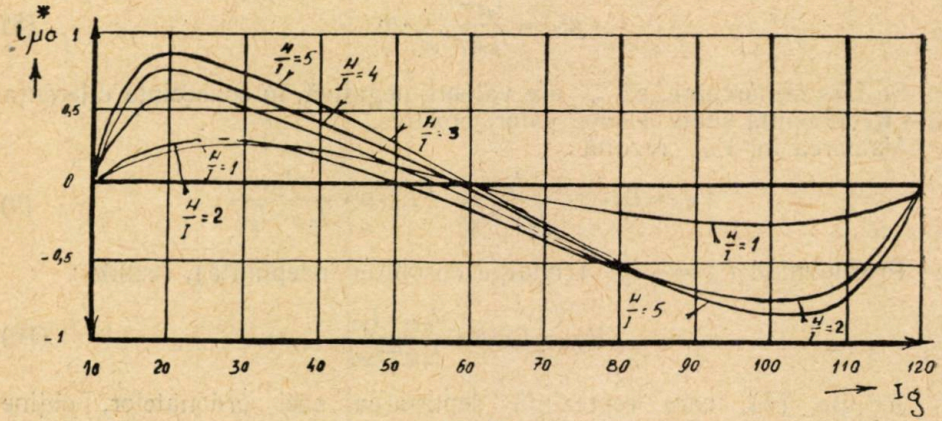


Fig. 3.

Curbele $i^*_{\mu a} = f(I_g)$ scot în evidență avantajele esențiale ale aplicării premagnetizării dependente de sarcină, — și anume reducerea considerabilă a curenților ce se întrerup la deschiderea contactelor.

Poziția axei K se poate modifica prin modificarea parametrilor sistemelor de premagnetizare. Astfel de exemplu plasarea axei $i^*_{\mu a} = 0$ în poziția K' (fig. 2) reduce considerabil valorile negative ale lui $i^*_{\mu a}$

In fig. 4 e reluată curba $i_{\mu a} = f(I_g)$ pentru $H/I = 2$ și dedesubt s-au trasat curbele care redau curentul ce se întrerupe în funcție de I_g pentru diverse situații:

curba *1* — fără premagnetizare;

curba *2* — cu premagnetizare independentă de sarcină aplicată astfel încît curentul ce se întrerupe, să fie totdeauna pozitiv;

curba *3* — cu premagnetizare dependentă de sarcină, coresp. axei K;

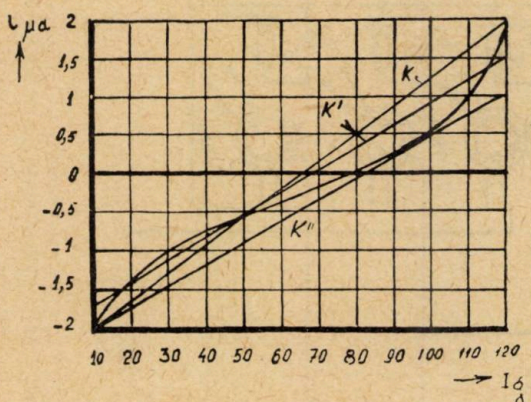
curba *4* — cu premagnetizare dependentă de sarcină, coresp. axei K';

curba *5* — cu premagnetizare dependentă de sarcină, coresp. axei K''.

Comparînd curbele *4* cu curba *1*, se constată, că prin aplicarea premagnetizării dependente de sarcină se poate reduce domeniul curentului de întrerupere în cazul analizat de la ±2 Amp. la ±0,3 Amp. Comparînd curba *2* cu curba *5* se constată, că la ambele curbe curentul ce se întrerupe, totdeauna este pozitiv, însă valoarea maximă în cazul curbei *2* este de +4 Amp, pe

cînd în cazul aplicării premagnetizării dependente de sarcină (curba *5*) de 0,9 Amp.

Plasarea axei K în poziția dorită în diagrama $i_{\mu a} = f(I_g)$ se obține prin stabilirea corectă a mărimilor V_{Hsi} și w_{sd}. Astfel în caz general, pentru a avea poziția indicată în fig. 5, trebuie să fie îndeplinite condițiile



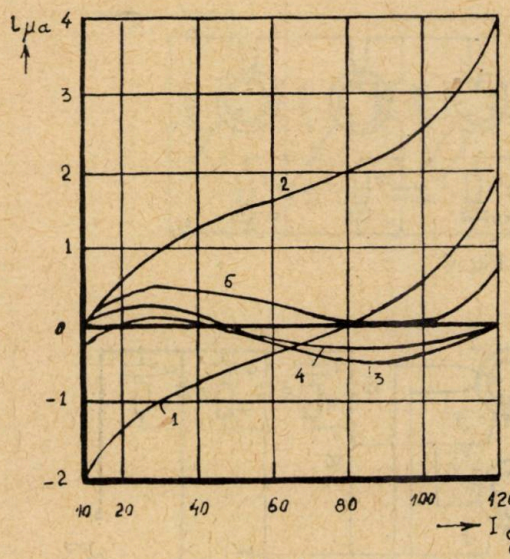


Fig. 4.

$$V_{Hsi} + I_{g0} w_{sd} = I_{\mu a1} w \qquad (16)$$

$$V_{Hsi} + I_{gM} w_{sd} = i_{\mu a2} w \qquad (17)$$

de unde se calculează w_{sd} și V_{Hsi}.

$$w_{sd} = \frac{i_{\mu a2} - i_{\mu a1}}{I_{gM} - I_{g0}} w \qquad (18)$$

$$V_{Hsi} = i_{\mu a1} w \frac{I_g}{I_{gM} - I_{g0}} -$$

$$- i_{\mu a2} w \frac{I_{g0}}{I_{gM} - I_{g0}} \qquad (19)$$

Metoda de premagnetizare dependentă de sarcină se poate aplica și la redresoare cu 6 bobine de comutație și la cele cu 3 bobine de comutație. Schema din fig. 6 reprezintă un sistem

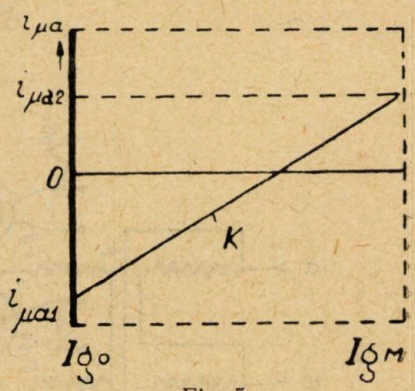


Fig. 5.

de redresare în punte cu 6 bobine de comutație, la care se aplică un sistem de premagnetizare independentă de sarcină și un sistem de premagnetizare dependentă de sarcină. Premagnetizarea independentă de sarcină se realizează prin una din metodele cunoscute din literatura tehnică. Pentru a asigura magnetizarea inversă a miezurilor bobinelor de comutație în perioada

cînd înfășurarea principală nu e străbătută de curent, premagnetizarea independentă de sarcină se va executa prin curent alternativ. Fig. 7. reprezintă schema cu trei bobine de comutație, la care se aplică premagnetizarea dependentă de sarcină. Modul în care trebuiesc combinate fazele la premagnetizarea dependentă de sarcină rezultă din fig. 8.

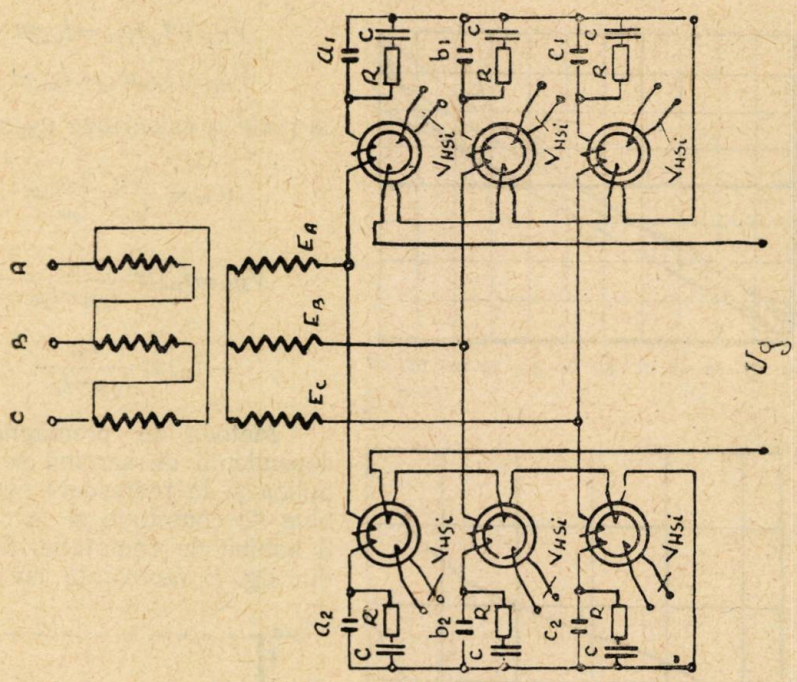


Fig. 6.

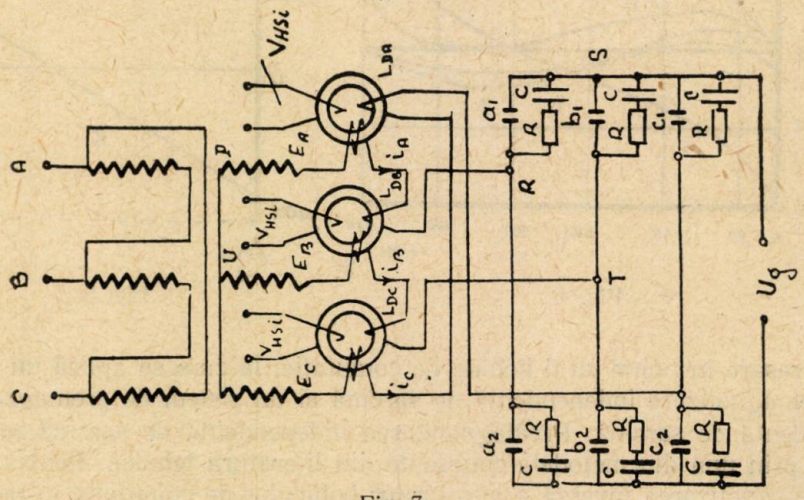


Fig. 7.

În imediata apropiere a punctelor *1, 2, 3, 4, 5* se produce deconectarea fazei *A* (vezi fig. 8), și anume în *1, 3, 5* deschiderea contactului a_1 (fig. 7), iar în *2, 4* deschiderea contactului a_2. Se observă în figură, că premagnetizarea miezului bobinei fazei *A* trebuie să se efectueze de curentul fazei *C* (i_c), care în perioada comutației menține curentul de premagnetizare la valoare constantă. De asemenea miezul bobinei L_{DB} va fi premagnetizat de curentul i_r, iar miezul bobinei L_{DC} de curentul i_B.

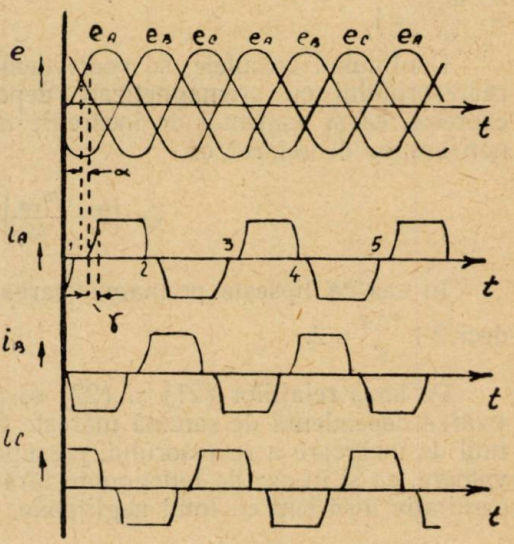


Fig. 8.

În cazul schemei din fig. 7, existența premagnetizării dependente de sarcină introduce modificări în privința duratei comutației și în privința domeniului de încărcare a redresorului. Natura acestor modificări se poate stabili, urmărind spre exemplu comutația fazelor *A* și *B*, deci perioada cînd pe lîngă contactul a_1 se închide și contactul b_1. Relația tensiunilor pentru circuitul *PRSTUP* (fig. 7) va fi:

$$e_A - e_B = L\frac{di_A}{dt} + wQ\,10^{-8}\frac{dB_A}{dt} - w_{sd}Q\,10^{-8}\frac{dB_B}{dt} - L'\frac{di_B}{dt} - L\frac{di_B}{dt} - wQ\,10^{-8}\frac{dB_B}{dt} \tag{20}$$

unde

L — inductivitatea de dispersie a transformatorului de alimentare;

B_A — inducția în miezul bobinei L_{DB};

B_B — inducția în miezul bobinei L_{DA};

L' — inductivitatea celor w_{sd} spire aparținătoare fazei *B*, plasate pe miezul bobinei L_{DC}.

Efectuînd integrarea ecuației (20) pentru intervalul $\alpha \sim \alpha+\lambda$ rezultă:

$$\cos\alpha - \cos(\alpha+\lambda) = \frac{2x}{\sqrt{3}E_m}(I_g - i_{\mu k}) + \frac{wQw\,10^{-8}}{\sqrt{3}E_m}\left[B_g - B_k + \left(1+\frac{w_{sd}}{w}\right)(B_g - B_r)\right] \tag{21}$$

La integrarea ecuației (20) s-a neglijat termenul $L'\frac{di_B}{d}$, ceea ce este admisibil, deoarece w_{sd} e un număr mic, iar bobina fazei *C* în decursul co-

mutației analizate e foarte saturată, deci L' e o mărime foarte mică. În caz că lipsește premagnetizarea dependentă de sarcină, $w_{sd}=0$ și deci $1+\frac{w_{sd}}{w}=1$.

Continuînd calculele, se poate demonstra, că domeniul de încărcare a redresorului cu premagnetizare dependentă de sarcină obține aceeași expresie, ca și domeniul de încărcare a redresorului fără această premagnetizare, cu deosebirea că

$$\zeta=\left(2+\frac{w_{sd}}{w}\right)\frac{B_{gM}-B_{g0}}{\Delta B_k} \tag{22}$$

În caz că lipsește premagnetizarea dependentă de sarcină, $w_{sd}=0$ și deci $2+\frac{w_{sd}}{w}=2$.

Pe baza relațiilor (21) și (22) se poate trage concluzia că premagnetizarea dependentă de sarcină mărește timpul de comutație și reduce domeniul de încărcare a redresorului, presupunînd că ΔB s-a păstrat la aceeași valoare, ca și în caz de funcționare fără premagnetizare. Aceste două efecte cantitativ însă sînt cu totul neglijabile, deoarece

$$\frac{w_{sd}}{w}\ll 1$$

respectiv spre referire la rel. (22)

$$\frac{w_{sd}}{w}\ll 2$$

ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ НАМАГНИЧИВАНИЕ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НАГРУЗКИ СЕРДЕЧНИКОВ КОММУТАЦИОННЫХ КАТУШЕК МЕХАНИЧЕСКОГО ВЫПРЯМИТЕЛЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагается метод предварительного намагничивания сердечников коммутационных катушек механических выпрямителей, в зависимости от нагрузки Дается схема для получения предварительного намагничивания в зависимсти от нагрузки, для мостовой системы выпрямления, с шестью и тремя коммутационными катушками. Анализируются выгоды этой системмы предварительного намагничивания. Даются кривые изменения тока прерываемого контактами, в зависимсти от нагрузки, полученные для выпрямителя построенного на Тимишорском Политехническом Институте, о чем была публикована статья в Бюллетене № 4.

В заключение делается оценка влияния предварительного намагничивания в зависимости от нагрузки, на продольжительность коммутации и на область нагрузки выпрямителя.

PRÉMAGNÉTISATION DÉPENDANTE DE LA CHARGE DES NOYAUX DES BOBINES DE COMMUTATION DES REDRESSEURS MÉCANIQUES

(RÉSUMÉ)

On présente une méthode de prémagnétisation des noyaux des bobines de commutation des redresseurs mécaniques dépendante de la charge. On présente le schéma de réalisation de la prémagnétisation dépendante de la charge pour le système de redressage en connexion Grätz à six ou trois bobines de commutation. On analyse les avantages qui résultent de l'application de ce système de prémagnétisation. On montre d'une manière concrète pour le redresseur réalisé à I.P.T. et publié en [B.4] les courbes de variation du courant intérrompu par contacts en fonction de la charge pour certains cas de prémagnétisation dépendante de la charge. En conclusion on fait des appréciations concernant l'influence de la prémagnétisation dépendante de la charge sur le temps de commutation et sur le domaine de la charge du redresseur.

BIBLIOGRAFIE

1. Goldstein A., *Die Theorie der Kontakumformer mit Schaltdrosseln,* Zürich 1948.
2. Tolstov T., *Kontaktnüe preobrazovateli,* Moscova 1953.
3. Rolf E., *Der Kontaktumformer,* Berlin 1957.
4. Heinrich I., Realizarea unui redresor mecanic cu role. Buletinul I.P.T.
5. Heinrich I., Folosirea tablei silicioase obișnuite drept miez al bobinelor de comutație la redresoare mecanice (consfătuire ASIT-Timișoara).

STUDIUL PORNIRII MOTOARELOR ASINCRONE CU REOSTAT DE PORNIRE PE BAZĂ DE EFECT PELICULAR

DE

I. SUCIU, I. NOVAC, GH. ATANASIU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

1. INTRODUCERE

Conform celor prezentate în [1] este posobil să se construiască un reostat autoreglabil cu conductoare feromagnetice, care face posibilă pornirea automată în condiții bune a motorului asincron cu inele colectoare. Un astfel de reostat are o serie de avantaje față de reostatele obișnuite între altele și o construcție simplă, ieftină, robustă și care permite să se automatizeze simplu procesul pornirii.

In lucrare se prezintă considerații asupra pornirii mașinii asincrone cu reostat autoreglabil, precum și rezultatele obținute cu un astfel de reostat construit.

2. CONSIDERENTE TEORETICE ASUPRA PORNIRII CU REOSTAT AUTOREGLABIL

La pornirea motoarelor asincrone interesează în primul rînd stabilirea caracteristicilor de pornire și anume valoarea curentului de pornire, cuplul dezvoltat la pornire și durata pornirii.

Aceste caracteristici depind atît de parametrii motorului cît și ai reostatului de pornire. Se consideră parametrii motorului practic constanți, deoarece motoarele de putere medie și mare, la care se pretează folosirea reostatelor autoreglabile, se construiesc în mod obișnuit cu crestături statorice și rotorice de formă semiînchisă și prin urmare reactanța variază puțin cu sarcina. Parametrii reostatului autoreglabil sînt însă variabili cu încărcarea datorită efectului pelicular pronunțat precum și saturației magnetice a miezului feromagnetic al reostatului.

Astfel, parametrii circuitului rotoric al mașinii cu reostat autoreglabil reduși la stator, se pot exprima sub forma:

$$R' = R'_2 + R'_r \cdot k_r \tag{1}$$

$$x' = x'_2 + x'_r \cdot k_x \tag{2}$$

unde indicele r se referă la reostatul autoreglabil, k_r este raportul dintre rezistența în curent alternativ a reostatului și rezistența în curent continuu

și k_x este coeficientul de micșorare a inductivității datorită efectului pelicular.

Expresia curentului rotoric, redus la stator, în ipoteza neglijării curentului de mers în gol, este :

$$I_2 = \frac{U_1}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2' + k_r R_r'}{S}\right)^2 + (x_1 + x_2' + k_x x_r')^2}} \qquad (3)$$

Această expresie a curentului este identică cu expresia curentului rotoric raportat la primar din cazul unui motor cu bare înalte [3]. Întrucît, cu ajutorul reostatului autoreglabil se poate obține o înălțime „redusă" a conductorului $\xi \geqq 2$ [1], iar expresia curenților din rotor, reduși la stator, este aceeași : în cele două cazuri considerate, rezultă că studiul calitativ al motorului asincron cu rotor bobinat, prevăzut cu reostat autoreglabil este similar cu cel al motorului asincron cu bare înalte.

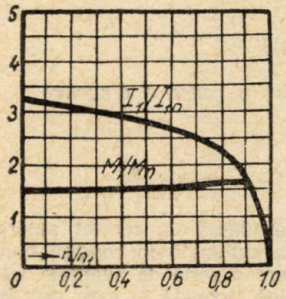


Fig. 1. Curba cuplului și a curentului în funcție de alunecare, în cazul motorului asincron prevăzut cu reostat autoreglabil.

În consecință locul geometric al curentului și deci curba cuplului și a curentului în funcție de alunecare, (fig. 1) sînt asemănătoare în cele două cazuri.

Din punct de vedere cantitativ lucrurile diferă însă deoarece motorul cu reostat autoreglabil se dimensionează astfel, încît curentul de pornire să fie redus la valoarea obișnuită la pornirea motoarelor cu rotor bobinat cu reostat rotoric $I_p/I_n = 2$). Din acest motiv cuplul de pornire, dezvoltat în motorul cu reostat autoreglabil, este mai mic decît al motorului cu bare înalte.

3. DESCRIEREA REOSTATULUI AUTOREGLABIL

Reostatul autoreglabil, construit, se compune din trei elemente simetrice, pentru cele trei faze. Pe un tub cilindric de fier, cu diametrul exterior de 127 mm și diametrul interior de 105 mm sînt înfășurate șase bobine identice a patru spire din bandă de oțel laminat (de $60 \times 0{,}8$ mm cu $\rho = 0{,}15\,\Omega\,\text{mm}^2/\text{m}$), bobinele fiind legate în serie. Spirele sînt izolate între ele cu prespan de 0,25 mm. Tubul cilindric astfel bobinat este îmbrăcat în exterior într-o manta formată din tablă fier-siliciu de 0,35 mm grosime, în mai multe straturi, avînd grosimea totală de 10 mm. Reostatul este de construcție în aer.

Dimensiunile reostatului au fost stabilite urmărind criteriile :

— asigurarea unui efect pelicular pronunțat (h mare);

— stabilitate termică în condițiile pornirii ;

— obținerea unui curent de pornire în jurul valorii $I_p/I_n = 2{,}5$.

Valorile de calcul ale parametrilor reostatului sînt :

— rezistența unei faze în curent continuu : $R_r = 0{,}0305\ \Omega$;

— reactanța unei faze la o repartiție uniformă a densității de curent pe secțiunea conductorului, considerată la frecvența de 50 Hz : $X_r = 0{,}05903\ \Omega$.

Reostatul a fost calculat pentru pornirea unui motor asincron trifazat cu rotor bobinat, construcție serie EMT, de 20 kW, avînd următoarele date :

$I_{1n} = 40{,}2$, curentul nominal primar ;

$U_{1n} = 380$ V, tensiunea nominală primară ;

$k_u = k_i = 3{,}92$, rapoartele de transformare a tensiunilor și curenților ;

$R_1 = 0{,}12\ \Omega$, rezistența înfășurării primare ;

$R_2 = 0{,}008875\ \Omega$ rezistența înfășurării rotorice ;

$X_{sc} = 0{,}78\ \Omega$, reactanța de scurtcircuit.

În condițiile de pornire impuse ($I_p / I_n = 2{,}5$), circuitul rotoric este străbătut, la pornire, de curentul $I_{2p} = 400$ A.

Considerînd, la calculul reostatului, un întrefier relatic mare ($\rho = 3{,}5$ mm) majorat din motive de execuție, o temperatură medie a lui de 50 °C, o permeabilitate magnetică redusă datorită saturației magnetice mari și neglijînd efectul de ecranare provocat de curenții turbionari din mantaua exterioară și interioară, rezultă următoarele valori de calcul pentru k_r și k_x :

$$k_r = 5{,}40 \text{ și } k_x = 0{,}895.$$

S-a verificat experimental că prin acțiunea efectului de ecranare k_r scade aproximativ la jumătate și pe această bază s-a considerat pentru k_r valoarea de 2,7.

4. REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE

S-a construit un reostat autoreglabil de tip cilindric, cu care s-au efectuat încercări de pornire, asupra unui motor asincron trifazat de 20 kW, construcție serie EMT.

S-au oscilografiat curenții din stator și rotor la pornirea în gol și în sarcină. Sarcina motorului a constituit-o un generator de curent continuu care a debitat pe o rezistență de sarcină ; sarcina măsurată a fost de 22,5kW.

În fig. 2 este dată oscilograma ridicată la pornirea în gol a mașinii și reprezintă variația în timp a curentului statoric I_1 de frecvență constantă și a curentului rotoric I_2, de frecvență variabilă. Se observă că valoarea curentului de șoc, luat din rețea la pornire este $I_{p0_{soc}} = 6{,}2 \cdot I_{0max} = 145$ A.

Durata pornirii a fost $t_{p0} = 0{,}6$ sec. Pentru a compara această situație cu o pornire în gol cu rotorul scurtcircuitat, s-a oscilografiat și pornirea motorului în aceste condiții. Șocul de curent în acest caz a fost $I_{p0_{soc}} = 14 \cdot I_{0max}$.

În fig. 3 și 4 sînt date oscilogramele acelorași curenți dar la pornirea în sarcină.

În fig. 3 este redat momentul conectării mașinii la rețea de unde rezultă că $I_{p_{soc}} = 2{,}5 \cdot I_{max} = 146$ A. În fig. 4 este redat momentul scurtcircuitării

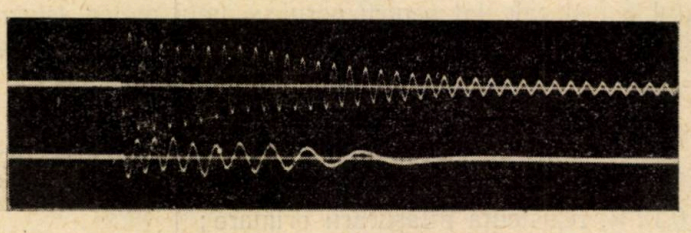


Fig. 2. Variația curenților statoric și rotoric ai motorului asincron la pornirea în gol ($I_0 = 16{,}6$ A).

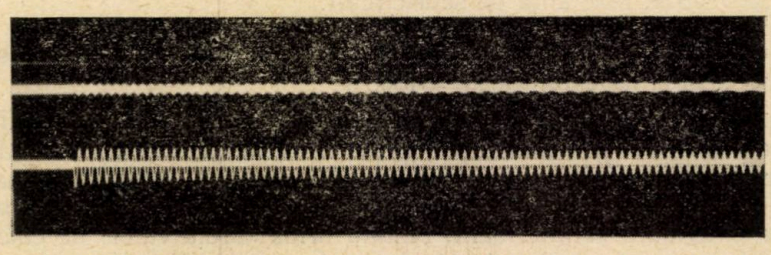


Fig. 3. Variația curenților statoric ai motorului asincron la pornirea în sarcină ($I_0 = 41{,}4$ A) cu reostate autoreglabil.

rotorului. Se vede că $I_{s_{soc}} = 3{,}12 \cdot I_{max}$ (prin I_{max} s-a notat amplitudinea curentului de sarcină $I = 41{,}4$ A). Durata pornirii în acest caz a fost $t_p = 2{,}2$ sec.

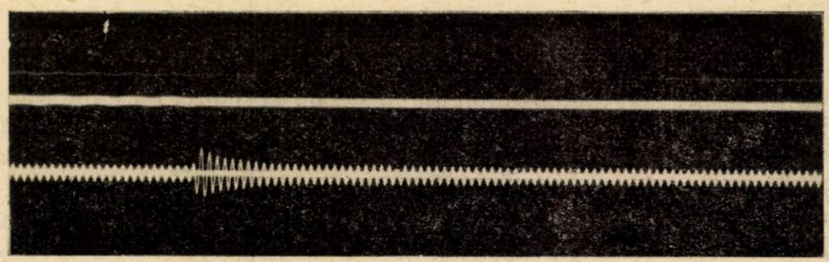


Fig. 4. Socul de curent statoric la scurtcircuitarea motorului pornit cu reostat autoreglabil.

Cuplul de pornire măsurat prin metoda balanței a fost $M_p = 20{,}7$ kgm, adică $M_p = 1{,}55 \cdot M_1$. La șase porniri pe oră (conform standardelor) încălzirea reostatului, măsurată cu ajutorul metodei rezistenței, a fost 20 °C.

Curentul de pornire absorbit de motorul cu reostatul autoreglabil, pornit în gol și în sarcină, are practic valoarea determinată prin calcul.

Pentru măsurarea lui k_r s-a determinat repartiția densității de curent [4] pe înălțimea conductoarelor celor 6 bobine ale fazei reostatului (fig. 5) la un curent de 300 A și un întrefier $\delta = 7{,}5$ mm.

Coeficientul $k_r = 2{,}26$ rezultat în acest fel, este de cel calculat ($k_r = 2{,}32$) pentru această situație.

În acest fel valorile lui k_r determinate analitic cu relațiile stabilite în [1] se verifică practic.

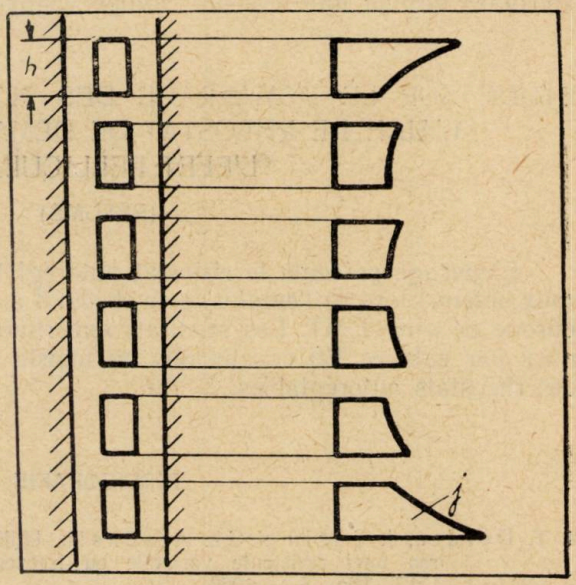


Fig. 5. Repartiția densității de curent de-a lungul bobinelor uni faze a reostatului autoreglabil la $I = 300$ A, $f = 50$ Hz.

5. CONCLUZII

Rezultatele obținute la pornirea motoarelor asincrone de putere mijlocie cu reostat autoreglabil, arată că este posibilă o pornire corespunzătoare cu un astfel de reostat, bazat pe efect pelicular.

Pe durata pornirii, curentul absorbit de motor se micșorează continuu de la valoarea de șoc pînă la cea de durată. Se remarcă de asemenea faptul că timpul de pornire este relativ redus.

Față de pornirea motoarelor asincrone cu reostate de construcție obișnuită, pornirea cu reostat autoreglabil, pe lîngă faptul că duce la o pornire automată a motorului, la excluderea posibilităților de avarie din cauza manevrării greșite și la simplitatea construcției, mai prezintă o serie de avantaje. Dintre acestea cele mai importante sînt următoarele: nu posedă piese în mișcare și nici contacte pasibile la uzură, are gabarit relativ redus în special în cazul motoarelor mari, construcția este robustă și compactă, compunîndu-se dintr-un număr de piese diferite relativ redus și forma aparatului se poate adapta la forma constructivă a motorului.

ИЗУЧЕНИЕ ПУСКА АСИНХРОННЫХ МОТОРОВ ПУСКОВЫМ РЕОСТАТОМ ОСНОВАННОМ НА СКИН-ЭФФЕКТЕ

(РЕЗЮМЕ)

В работе описывается саморегулирующиися реостат и даются результаты опытов полученные при экспериментальном пуске асинхронного мотора ЕМТ при помощи этого реостата.

Экспериментальными данными проверяются расчетные величины.

В заключение приводятся выводы относительно выгоды пуска асинхронного мотора при помощи саморегулирующихся реостатов.

ETUDE SUR LE DÉMARRAGE DES MOTEURS ASYNCHRONES À L'AIDE DE RHÉOSTAT DE DÉMARRAGE BASÉ SUR L'EFET PELLICULAIRE

(RÉSUMÉ)

L'ouvrage présente le rhéostat autoréglable et les résultats expérimentaux obtenus lors de l'emploi de ce rhéostat au démarrage d'un moteur asynchrone de série EMT. Les résultats expériméntaux vérifient les dates obtenues par calculs. En conclusions on insiste sur les avantages de l'emploi des rhéostats autoréglables.

BIBLIOGRAFIE

1. T. Dordea, I. Suciu şi Gh. Atanasiu, Utilizarea efectului pelicular la construirea unei rezistenţe variabile cu frecvenţa. Buletinul Ştiinţific şi Tehnic al I.P.T. Tom. 5 — 1960.
2. L. M. Piotrovski, *Maşini Electrice*, Editura Energetică de Stat, 1953.
3. R. Richter, *Maşini electrice*, vol. IV, Editura Tehnică, 1960.
4. C. Schenfer şi A. Moskowitin, Experimentalle Untersuchungen des Skin-Effektes, A.F.E., XXIV Bd. pag. 693.

INFLUENȚA DESCHIDERII CRESTĂTURII STATORICE ASUPRA TENSIUNII INDUSE LA MERSUL ÎN GOL LA GENERATOARE DE MEDIE FRECVENȚĂ DE TIP INDUCTOR

DE

B. OPRENDECK

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

1. INTRODUCERE

Caracteristica de mers în gol a generatoarelor de medie frecvență de tip inductor se abate de la caracteristica cu variație monotonă a generatoarelor sincrone prin faptul că prezintă un maxim pronunțat, după care creșterea pe mai departe a curentului de excitație determină o scădere a tensiunii induse.

Factorul esențial care determină poziția și mărimea acestui maxim, precum și înclinarea mai accentuată a porțiunii inițiale a caracteristicii, este reprezentat în reluctanța șunt R_s între dintele statoric încărcat și dintele statoric neîncărcat (vezi fig. 2).

Se observă că în esență această reluctanță R_s este determinată de lățimea deschiderii ancoșei statorice, deoarece înălțimea deschiderii este limitată în jos de condiții tehnologice și de rezistență.

Pentru cercetarea influenței reluctanței R_s asupra tensiunii induse la mersul în gol, înlocuim situația reală cu o schemă echivalentă cu reluctanțe concentrate, conform fig. 3. Notațiile folosite în această schemă sînt următoarele:

r_D — reluctanța variabilă cu saturația a dintelui încărcat;
r_d — reluctanța variabilă cu saturația a dintelui neîncărcat;
R_s — reluctanța șunt între dintele încărcat și dintele neîncărcat;
R_δ — reluctanța întrefierului din dreptul dintelui încărcat;
R_Δ — reluctanța ancoșei rotorice față de dintele statoric neîncărcat;
r_r — reluctanța dintelui rotoric. (considerat egal cu zero în intervalul normal de funcționare);

θ — solenația corespunzătoare trecerii fluxului prin dintele statoric, întrefier, dintele rotoric;
Φ — fluxul magnetic pe pasul de înfășurare;
Φ_D — fluxul prin dintele neîncărcat (minim);
Φ_δ — fluxul prin întrefier în dreptul dintelui rotoric;
Φ_Δ — fluxul prin ancoșa rotorică;
Φ_s — fluxul prin dinții statorici.

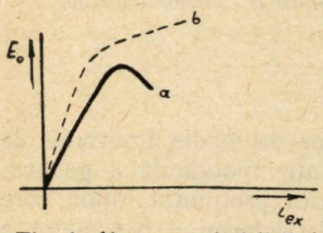


Fig. 1. Alura caracteristicii de mers în gol:

a – la generatoare de medie frecventă de tip inductor; *b* – la generatoare sincrone obișnuite (cu poli alternanți).

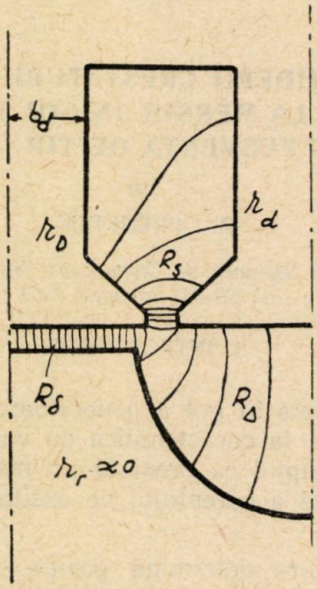


Fig. 2. Configurația liniilor de cîmp din întrefier.

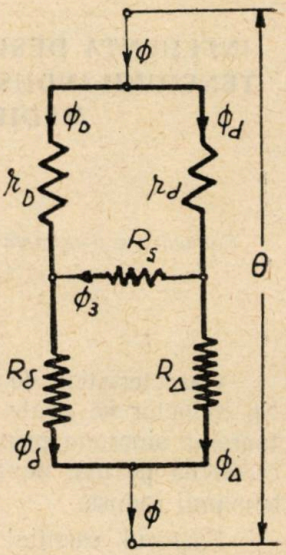


Fig. 3. Schema echivalentă a reluctanței concentrate.

2. DETERMINAREA EXPRESIEI TENSIUNII INDUSE LA MERSUL IN GOL

Conform schemei echivalente se pot scrie următoarele 8 relații, din care însă numai 5 sînt independente.

$$\Phi_D \cdot r_D + \Phi_\delta \cdot R_\delta = 0$$
$$\Phi_d \cdot r_d + \Phi_\Delta \cdot R_\Delta = 0$$
$$\Phi_D \cdot r_D - \Phi_s \cdot R_s - \Phi_d \cdot r_d = 0$$
$$\Phi_\delta \cdot R_\delta - \Phi_\Delta \cdot R_\Delta + \Phi_s \cdot R_s = 0 \qquad (1)$$
$$\Phi_D = \Phi_\delta - \Phi_s$$
$$\Phi_\Delta = \Phi_d - \Phi_s$$
$$\Phi = \Phi_D + \Phi_d$$
$$\Phi = \Phi_\delta + \Phi_\Delta$$

(s-a presupus $r_r = 0$).

Rezolvînd acest sistem de 5 ecuații cu 5 necunoscute primim:

$$\Phi_D = \frac{R_s \cdot R_\Delta + r_d (R_s + R_\delta + R_\Delta)}{r_D (r_d \cdot R_s + r_d \cdot R_\delta + r_d \cdot R_\Delta + R_s \cdot R_\Delta + R_\delta R_\Delta) + R_\delta (r_d \cdot R_s + r_d \cdot R_\Delta + R_\Delta R_s}\,\theta \qquad (2)$$

$$\Phi_d = \frac{R_\delta \cdot R_s + r_D (R_s + R_\delta + R_\Delta)}{r_D (r_d \cdot R_s + r_d \cdot R_\delta + R_s \cdot R_\Delta + R_\delta \cdot R_\Delta + R_\delta (r_d \cdot R_s + r_d \cdot R_\Delta + R_\Delta \cdot R_s)}\,\theta$$

Pentru domeniul normal de funcționare putem presupune

$$r_d = 0 \qquad (3)$$

Amplitudinea modulației fluxului rezultă din relația (2) și (3):

$$A_m = \frac{1}{2}(\Phi_D - \Phi_d) = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_s (R_\Delta - R_\delta) - r_D (R_s + R_\delta + R_\Delta)}{r_D (R_s \cdot R_\Delta + R_\delta \cdot R_\Delta) + R_\delta \cdot R_\Delta \cdot R_s}\,\theta$$

Punînd sub o altă formă:

$$A_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{\theta}{R_\delta} \cdot \frac{\left(1 - \frac{R_\delta}{R_\Delta}\right) - \frac{r_D}{R_\delta}\left[\frac{R_\delta}{R_\Delta} + \frac{R_\delta}{R_s}\left(1 + \frac{R_\delta}{R_\Delta}\right)\right]}{1 + \frac{r_D}{R_\delta}\left(1 + \frac{R_\delta}{R_s}\right)}$$

Final expresia devine:

$$A_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{\theta}{R_\delta} \cdot k_c; \quad k_c = \frac{\left(1 - \frac{R_\delta}{R_\Delta}\right) - \frac{r_D}{R_\delta}\left[\frac{R_\delta}{R_\Delta} + \frac{R_\delta}{R_s}\left(1 + \frac{R_\delta}{R_\Delta}\right)\right]}{1 + \frac{r_D}{R_\delta}\left(1 + \frac{R_\delta}{R_s}\right)} \qquad (4)$$

Se observă că termenul $\frac{1}{2} \cdot \frac{\theta}{R_\delta}$ din expresia amplitudinii modulației fluxului A_m corespunde cazului ideal în care limitele de cîmp trec numai prin întrefier în dreptul dintelui încărcat și în care caz amplitudinea modulației ar fi egală cu jumătatea acestui flux. Factorul k_c apare deci drept factorul de corecție de trecere de la cazul ideal la cazul real.

Tensiunea indusă rezultă din:

$$E_0 \cong 4{,}44 \cdot w \cdot k_B \cdot f \cdot A_m = 4{,}44 \cdot w \cdot k_B \cdot f \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\theta}{R_\delta}\right) \cdot k_c$$

3. INFLUENȚA RELUCTANȚEI R_s ASURA TENSIUNII INDUSE LA MERSUL, IN GOL

Pentru a discuta influența reluctanței R_s asupra tensiunii induse la mersul în gol, raportăm tensiunea indusă la un R_s oarecare la tensiunea indusă maximă, care corespunde la $R_s = \infty$.

$$\xi = \frac{E_0}{E_{0max}} = \frac{4{,}44 \cdot w \cdot k_B \cdot f \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\theta}{R_\delta}\right) k_c}{4{,}44 \cdot w \cdot k_B \cdot f \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\theta}{R_\delta}\right) k_{c max}} = \frac{k_c}{k_{c max}}$$

Revenind la formula (4) se observă ușor că:

$$k_{c_{max}} = \lim_{R_S \to \infty} k_c = \lim_{R_S \to \infty} \frac{\left(1 - \frac{R_\delta}{R_\Delta}\right) - \frac{r_D}{R_\delta}\left[\frac{R_\delta}{R_\Delta} + \frac{R_\delta}{R_s}\left(1 + \frac{R_\delta}{R_\Delta}\right)\right]}{1 + \frac{r_D}{R_\delta}\left(1 + \frac{R_\delta}{R_s}\right)} = \frac{1 - \frac{R_\delta}{R_\Delta}\left(1 + \frac{r_D}{R_\delta}\right)}{1 + \frac{r_D}{R_\delta}}$$

Astfel, ξ factorul de reducere față de cazul optim, devine:

$$\xi = \frac{\frac{R_s}{r_D} - \frac{1 + \frac{R_\delta}{R_\Delta}}{1 - \frac{R_\delta}{R_\Delta}\left(1 + \frac{r_D}{R_s}\right)}}{\frac{R_s}{r_D} + \frac{1}{1 + \frac{r_D}{R_\delta}}}$$

3.1. Curbele $\xi = f\left(\frac{R_s}{r_D}\right)$

Pentru a exprima dependența $\xi = f\left(\frac{R_s}{r_D}\right)$ luăm mărimile $\frac{R_\delta}{R_\Delta}$ și $\frac{r_D}{R_\delta}$ drept parametrii. Valorile date parametrilor acoperă domeniul normal de exploatare:

$$0{,}01 \leqq R_\delta / R_\Delta \leqq 0{,}5 \tag{6}$$

$$1 \leqq r_D / R_\delta \leqq 10^{-2}$$

În figurile 4—7 sînt trecute curbele $\xi = f\left(\frac{R_s}{r_D}\right)$ calculate după relația (5). Scara lui ξ este liniară, iar argumentul $\frac{R_s}{r_D}$ este trecut pe o scară logaritmică pentru a cuprinde variații mai mari.

Se poate observa că influența reluctanței R_s este mică pînă la o anumită valoare critică după care, reducerea pe mai departe a lui R_s conduce spre scăderea accentuată a lu ξ.

Ipotezele simplificatoare $r_d = 0$ și $r_r = 0$ nu reduc valabilitatea relațiilor în cazul parametrilor de valori uzuale; aproximările se fac resimțite numai la excitații mici, cînd r_D este de aceeași valoare ca și r_r, sau în cazul excitațiilor foarte mari cînd din cauza saturației și r_d și r_r au valori mari nemaiputînd fi aproximat cu zero.

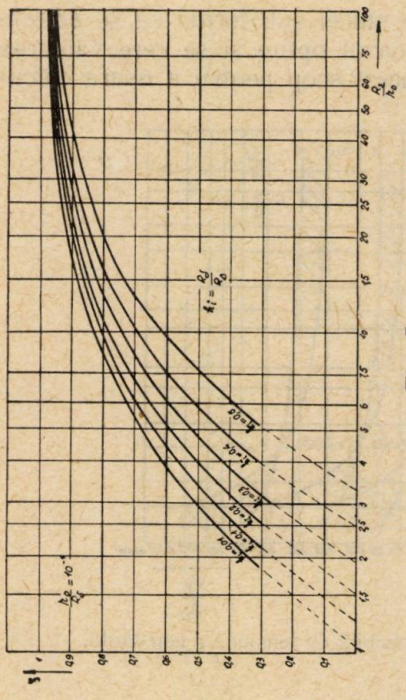


Fig. 5

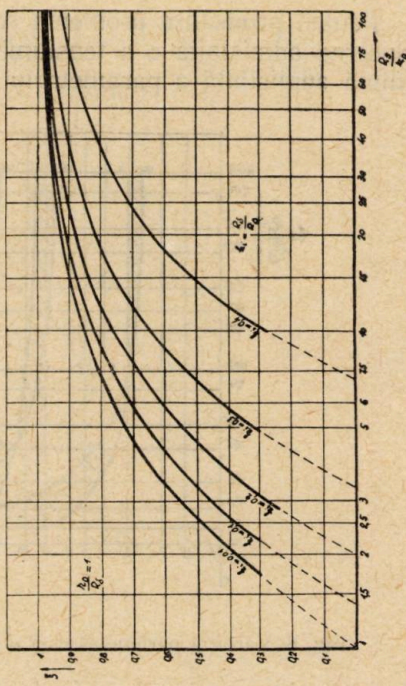


Fig. 7

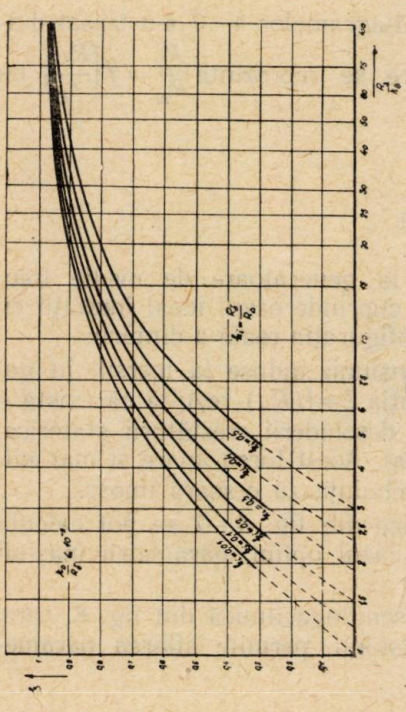


Fig. 4

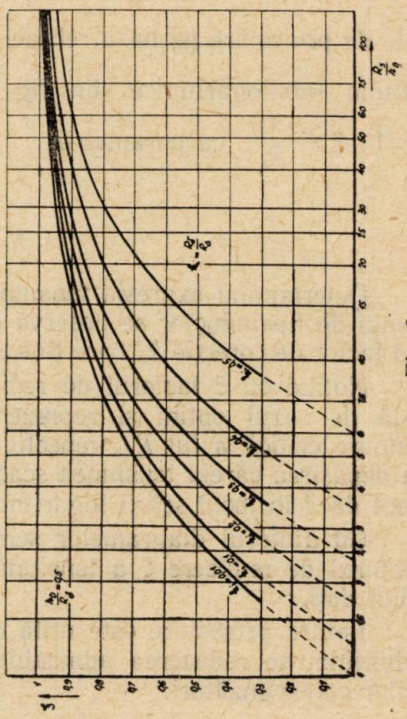


Fig. 6

Pentru proiectare problema se pune de obicei sub forma că se admite reducerea admisibilă ε a tensiunii față de cazul optim și se cere valoarea minimă admisibilă a parametrului R_s. În acest scop pentru a ușura calcu-

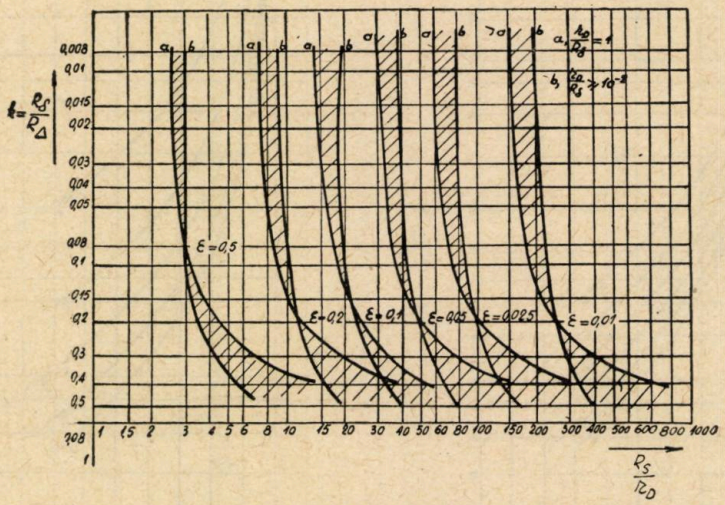


Fig. 8. Variația parametrilor la o scădere admisibilă de tensiune ε constantă.

lele de proiectare pe baza relației (5) și a diagramelor 4—7 s-a trasat diagrama semilogaritmică din fig. 8 în care se reprezintă $\frac{R_\delta}{R_\Delta} = f\left(\frac{R_s}{r_D}\right)$ cu $\varepsilon = 1 - \xi$ și $\frac{r_D}{R_\delta}$ ca parametrii.

4. CONCLUZII

Determinînd expresia tensiunii induse la generatoare de medie frecvență de tip inductor se observă că relația cuprinde cazul ideal înmulțit cu un factor de corecție k_c care ține cont de configurația reală a dințării.

Notînd cu ξ factorul de reducere a tensiunii induse la mersul în gol față de cazul optim și reprezentînd variația $\xi = f(R_s)$ rezultă că există o valoare critică a lui R_s, repectiv a lățimii deschiderii crestăturii statorice, la depășirea căreia tensiunea scade accentuat. Acest lucru apare și mai evident dacă în locul scării logaritmice se întrebuințează o scară lineară.

Cu ajutorul diagramelor semilogaritmice din fig. 4—7 se pot calcula factorul de reducere ξ a tensiunii față de cazul optim, parametrii mașinii fiind dați.

Pentru proiectare este utilă diagrama semilogaritmică din fig. 8, care, admițîndu-se reducerea admisibilă ε a tensiunii, permite aflarea parametrilor corespunzători.

ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРА СТАТОРНОГО ПАЗА НА ИНДУКТИРОВАННОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ПРИ ХОЛОСТОМ ХОДЕ ГЕНЕРАТОРОВ СРЕДНЕЙ ЧАСТОТЫ ИНДУКТОРНОГО ТИПА

(РЕЗЮМЕ)

Излагается влияние размера статорного паза на напряжение, при холостом ходе генераторов средней частоты индукторного типа и указывается на то, что существует некоторые критическое значение, при превышении которого напряжение резко снижается.

На основании расчетов даются диаграммы, позволяющие непосредственное определение коэффициента снижения напряжения в зависимости от параметров пазов машины.

DER EINFLUSS DER STANDERNUTENÖFFNUNG AUF DIE LEERLAUFSPANNUNG DER MITTELEFREQUENZGENERATOREN VON INDUKTORTYP

(INHALT)

Es wird der Einfluss der Ständernutenöffnung auf die Leerlaufspannung der Mittelfrequenzgeneratoren von Induktortype vorgaführt, wobei es gezeigt wird dass es ein kritischer Wert gibt, bei dessen Überschreitung die Spannung stark sinkt.

Auf Grund der Berchnungen sind Diagrammen bestimt, die eine direkte Ablesung des Spannungsvermindeungsfaktor im Verhälniss von den geometrischen Parametren der Maschine gestatten.

BIBLIOGRAFIE

1. K. Schönbacher, Berechnung der Leerlaufkennlinie eines Mittelfrequenz-Generators von Gleichpoltyp. E.T.Z. 256 1955.
2. K. Metzler, Die Magnetisierungscharakteristik der Gleichpol-Induktor type. A.F.E. 57. 1947.
3. R. R. Jejerin, *Mașinie gheneratorî dlia visokociastotnovo negreva.* Mașghiz Moscova 1954.
4. P. Asztalos, Közepfrekvenciás generätorok. Elektrotehnika nr. 6 și 7. 1953.
5. P. Asztolos, Induktorgeneratorok tervezézének es elméletének néhany kérdése. Elektrotehnika nr. 11, 1955.

DESPRE FUNCȚIONAREA GENERATORULUI HALL ÎN SCHEME CUADRIPOLARE UNIDIRECȚIONALE

DE

CONST. ȘORA

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

1. ECUAȚIILE GENERATORULUI HALL

Din punct de vedere al schemei electrice, generatorul Hall reprezintă un cuadripol pasiv cu nereciprocitate de fază [1], [2], [3], [4]. Ecuațiile generatorului Hall sînt :

$$\mathcal{U}_1 = r_{i_1}\mathcal{J}_1 + C_0 B\mathcal{J}_2 \tag{1}$$

$$\mathcal{U}_2 = C_0 B\mathcal{J}_1 - r_{2i}\mathcal{J}_2$$

în care,

B, este inducția magnetică, Gauss ;

r_{i_1} și r_{i_2} sînt rezistențele plăcii semiconductoare corespunzătoare circuitului de comandă și circuitului Hall, la inducția magnetică B ;

C_0, este sensibilitatea generatorului Hall în gol, care are expresia :

$$C_0 = \left(\beta C_H \frac{1}{d}\right) 10^{-8} \quad \text{cm}^2/\text{As} \tag{2}$$

în care,

C_H, este constanta Hall,

β, — un factor de corecție subunitar, în funcție de raportul dintre lungimea și lățimea plăcii,

d, — grosimea plăcii, cm.

2. SCHEME CUADRIPOLARE UNIDIRECȚIONALE

2.1. Pe nereciprocitatea generatorului Hall se bazează schema cuadripolară unidirecțională cunoscută, cu rezistențe de șuntare longitudinale (fig. 1, *a*).

Dacă rezistența de șuntare totală $r_l = r_l' + r_l''$ satisface condiția,

$$r_l = \frac{r_{i_1} r_{i_2} + (C_0 B)^2}{C_0 B} = \frac{r_{i_1} r_{i_2}}{C_0 B} + C_0 B \tag{3}$$

impedanța mutuală Z_{12} a schemei cuadripolare în ansamblu devine nulă.

Matricea impedanță a schemei cuadripolare devine în acest caz:

$$\|z\| = \begin{vmatrix} \dfrac{r_{i_1} r_{i_2} + (C_0 B)^2}{r_{i_2} + C_0 B} & 0 \\ \dfrac{2\, C_0 B [r_{i_1} r_{i_2} + (C_0 B)^2]}{(r_{i_1} + C_0 B)(r_{i_2} + C_0 B)} & -\dfrac{r_{i_1} r_{i_2} + (C_0 B)^2}{r_{i_2} + C_0 B} \end{vmatrix} \tag{4}$$

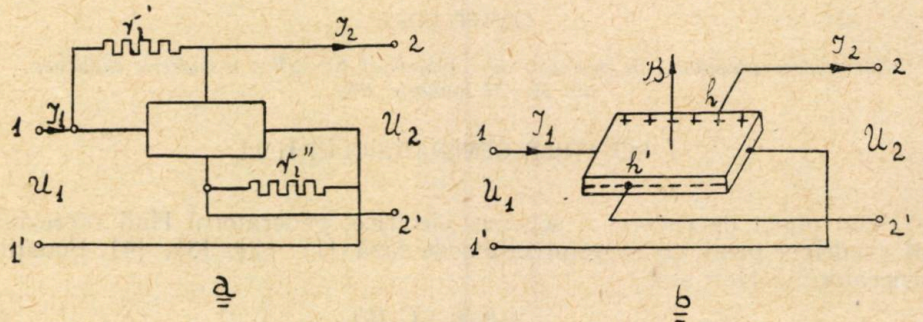


Fig. 1. Scheme cuadripolare unidirecționale:
a – cu rezistențele de șuntare longitudinale; *b* – cu electrozi Hall deplasați.

2.2. În literatură [3] se mai menționează posibilitatea de a obține o schemă cuadripolară unidirecțională, fără rezistențe de șuntare longitudinale, prin așezarea nesimetrică a electrozilor Hall, denumită schemă cu electrozi Hall deplasați (fig. 1, *b*). Se poate vedea ușor că la această schemă, în circuitul Hall acționează în afară de tensiunea Hall (datorită efectului Hall) și o diferență de potențial $\zeta r_{i_1} J_1$, produsă de curentul de comandă J_1, datorită faptului că electrozii Hall nu sînt pe aceeași suprafață echipotențială; factorul ζ variază între 0 și 1, fiind egal cu zero cînd electrozii Hall ar fi pe aceeași suprafață echipotențială. Această diferență de potențial este evident că se manifestă și în lipsa inducției magnetice. În aplicațiile obișnuite ale efectului Hall se caută ca, printr-o construcție îngrijită, electrozii Hall să fie așezați cît se poate de simetrici. Ori se vede că în opoziție cu aceasta, schema cudripolară unidirecțională din fig. 1, *b* se bazează tocmai pe așezarea nesimetrică a electrozilor Hall.

Dacă se presupune că în schemă nu intervin elementele nelineare și anume ne referim în primul rînd la rezistențele de contact ale electrozilor (îndeosebi cînd placa semiconductoare este din G_e), pentru schema din fig. 1, *b* se pot înscrie relațiile:

$$\begin{aligned} \mathcal{U}_1 &= r_{i_1} J_1 + C_0 B J_2 \\ \mathcal{U}_2 &= (C_0 B \pm \zeta r_{i_1}) J_1 - r_{i_2} J_2 \end{aligned} \tag{5}$$

Cu semnul plus sau minus, după cum diferența de potențial $\zeta r_{i_1} J_1$ acționează în același sens sau în sens opus tensiunii Hall. Dacă se presupune de exemplu că placa semiconductoare din fig. 1, *b* are conductibilitatea electronică, cele două tensiuni sînt de sens contrar. Rezultatul e același și dacă se păstrează sensul cîmpului magnetic și se schimbă sensul curentului de comandă. În ipoteza însă că s-ar schimba sensul cîmpului magnetic, sensul curentului de comandă rămînînd același, cele două tensiuni vor acționa în același sens.

La o așezare potrivită a electrozilor Hall *h* și *h'*, în ipoteza că cele două tensiuni sînt de sens contrar, se poate realiza condiția, $(C_0 B - \zeta r_{i_1}) J_1 = 0$ adică

$$C_0 B = \zeta r_{i_1} \tag{6}$$

Pentru ca această condiție să fie satisfăcută este necesar ca

$$r_{i_1} \geqslant C_0 B \tag{7}$$

La aceeași poziție relativă a electrozilor Hall, adică același ζ și la aceleași dimensiuni ale plăcii, satisfacerea condiției (6) se realizează la o inducție cu atît mai mare cu cît rezistivitatea materialului semiconductor e mai mare. Acest lucru este important de reținut dacă se ține seamă că rezistivitatea germaniului este de cîteva sute de ori mai mare decît a aliajelor intermetalice.

Dacă este satisfăcută relația (6), matricea impedanța a generatorului Hall din fig. 1, *b* devine

$$\| z \| = \begin{Vmatrix} r_{i_1} & 0 \\ 0 & 0 \end{Vmatrix} \tag{8}$$

Se obține deci o schemă cuadripolară la care impedanța mutuală Z_{21} fiind nulă, înseamnă că și tensiunea $\mathcal{U}_2$ respectiv curentul J_2 din circuitul Hall vor fi egale cu zero.

Este interesant de relevat că matricea (8) nu a apărut ca o consecință a nereciprocității generatorului Hall, așa cum a fost cazul matricei (4).

3. COMPARAȚIA SCHEMELOR CUADRIPOLARE UNIDIRECȚIONALE

3.1. Prezentarea schemelor unidirecționale făcută la pct. 2, relevă existența unor diferențe principiale în comportarea acestora. Este suficient să comparăm structura matricelor impedanță în cele două cazuri (rel. 4 și 8) pentru a ne da seama că avem de a face cu scheme de tipuri diferite, fapt ce nu este menționat în literatură.

În comparația care se face se presupune inducția magnetică constantă. În ceea ce privește curentul de comandă, acesta poate să fie continuu sau alternativ, cu observația că în ultimul caz dacă în circuitul de ieșire există o tensiune diferită de zero și această va fi alternativă.

3.2. La schema cu rezistențe de șuntare longitudinale (fig. 1, *a*) există transfer de putere electromagnetică de la circuitul de intrare *1* (alimentat)

la circuitul de ieșire *2*, întrucît $Z_{21} \neq 0$. Anularea impedanţei mutuale Z_{12} (rel. 4) înseamnă însă că variaţiile curentului $\mathcal{I}_2$ nu influenţează curentul $\mathcal{I}_1$, ceea ce revine a spune că impedanţa de intrare a schemei este constantă, oricare ar fi impedanţa de sarcină ; de fapt ne referim numai la cazul cînd impedanţa de sarcină are caracter ohmic. La o astfel de schemă, impedanţele în gol şi scurtcircuit sînt în consecinţă egale ($Z_{10}=Z_{1sc}$ şi $Z_{20}=Z_{2sc}$). Simbolic, comportarea schemei se poate exprima astfel ;

$$1^{\star} \rightarrow 2$$

$$1^{\star} \longleftarrow 2$$

Asteriscul indică că circuitul *1* este alimentat. Dacă schema este alimentată pe la bornele *22'*, care acum devin borne de intrare, transferul puterii electromagnetice va avea loc în condiţii similare de la circuitul *2* la circuitul *1*, adică,

$$2^{\star} \rightarrow 1$$

$$2^{\star} \not\longleftarrow 1$$

La schema cu electrozi Hall deplasaţi (fig. 1, *b*), impedanţa mutuală Z_{21} fiind nulă, nu există transfer de putere electromagnetică de la circuitul de intrare la cel de ieşire. Caracteristica schemei este tocmai faptul că în circuitul de ieşire, tensiunea $\mathcal{U}_2$ şi implicit curentul $\mathcal{I}_2$ vor fi egale cu zero. Simbolic se scrie

$$1^{\star} \not\rightarrow 2$$

Curentul în circuitul de ieşire fiind nul, este evident că nu mai poate fi vorba de o influenţă a mărimilor din acest circuit asupra circuitului de intrare.

Dacă alimentarea schemei se face pe la bornele *22'*, comportarea nu mai este analogă cu cea existentă la alimentarea pe la bornele *11'*. În acest caz, la bornele *11'* apare o tensiune, rezultînd o comportare a unui generator Hall cu o structură nesimetrică, în care bornele circuitului de comandă sînt *22'* iar a circuitului Hall *11'*. Sensul de transfer a puterii este de la circuitul *2* la *1*, însă nu mai poate fi vorba de un transfer unidirecţional în sensul în care s-a manifestat la schema cu rezistenţe longitudinale de şuntare.

Din punct de vedere aplicativ, este util de amintit în legătură cu schema cu electrozi Hall deplasaţi despre „circulator" [3], care reprezintă un caz mai general, la care există n perechi de borne, unde $n>2$, iar placa semiconductoare e circulară. Acest dispozitiv poate asigura transmiterea puterii electromagnetice de la circuitul alimentat la circuitele corespunzătoare unora dintre perechile de borne şi împiedică transmiterea puterii în circuitele corespunzătoare celorlalte perechi de borne.

3.3. În curent alternativ, există posibilitatea de a obţine, plecînd de la schema cu rezistenţe longitudinale de şuntare, o schemă cu o comportare analoagă generatorului Hall cu electrozi deplasaţi.

Într-adevăr, dacă presupunem că în serie cu generatorul Hall (obișnuit) se intercalează un transformator ideal, cu raport de transformare 1 : —1, matricea impedanță a ansamblului va fi,

$$\| z' \| = \left\| \begin{matrix} r_{i_1} & -C_0 B \\ -C_0 B & -r_{i_2} \end{matrix} \right\| \tag{9}$$

Prin conectarea în paralel a rezistențelor longitudinale de șuntare și respectarea relației (3), în acest caz nu se mai anulează impedanță mutuală Z_{12} ci Z_{21}, ceea ce înseamnă că tensiunea $\mathcal{U}_2$ și curentul $\mathcal{J}_2$ implicit vor fi egale cu zero. Matricea impedanță a întregului sistem este :

$$\| z \| = \left\| \begin{matrix} \dfrac{r_{i_1} r_{i_2} + (C_0 B)^2}{r_{i_2} + C_0 B} & 0 \\ 0 & 0 \end{matrix} \right\| \tag{10}$$

analoagă matricei impedantă a generatorului Hall cu electrozi deplasați.

Dacă la generatorul Hall cu electrozi Hall deplasați (fig. 1, *b*) se schimbă sensul cîmpului magnetic, față de situația cînd este valabilă rel. (8), va avea loc transfer de putere electromagnetică de la circuitul alimentat 1 la circuitul 2 [3]. La schema la care se referă relația (10), acest lucru se obține prin modificarea rezistenței longitudinale de șuntare, indiferent de sensul cîmpului magnetic.

4. O NOUĂ SCHEMĂ CUADRIPOLARĂ UNIDIRECȚIONALĂ

În literatură în afară de schema cu rezistențe de șuntare longitudinale, nu se mai menționează alte scheme cu o comportare analoagă. Vom arăta că se poate obține o astfel de schemă prin legarea în serie a unui generator Hall cu un cuadripol în T. (fig. 2).

Matricea impedanță a cuadripolului în T, din fig. 2, este,

$$\left\| \begin{matrix} r_a + r_b & -r_b \\ r_b & -(r_a + r_b) \end{matrix} \right\| \tag{11}$$

Matricea impedanță a schemei se obține însumînd matricea impedanță a generatorului Hall cu a cudripolului în T. Se obține :

$$\| z \| = \left\| \begin{matrix} r_{i_1} + r_a + r_b & -r_b + C_0 B \\ r_b + C_0 B & -(r_a + r_b + r_{i_2}) \end{matrix} \right\| \tag{12}$$

Dacă rezistența transversală r_b a cuadripolului în T se alege astfel încît să fie satisfăcută condiția,

$$r_b = C_0 B \tag{13}$$

matricea impedanță (rel. 12) devine :

$$\|z\| = \begin{Vmatrix} r_{i_1}+C_0B+r_a & 0 \\ 2C_0B & -(r_{i_2}+C_0B+r_a) \end{Vmatrix} \tag{14}$$

Rezultă o schemă cuadripolară unidirecțională, cu o comportare analoagă schemei cu rezistențe de șuntare longitudinale, ceea ce reiese din comparația matricelor impedanță a celor două scheme (rel. 4 și 14).

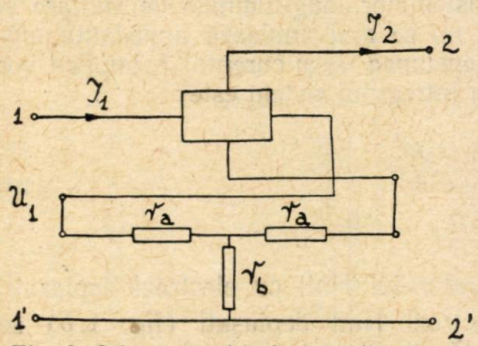


Fig. 2. Schema cuadripolară unidirecțională propusă de autor.

Se poate observa că rezistențele r_a nu influențează condiția necesară (rel. 13), pentru care schema devine unidirecțională.

În principiu ele ar putea chiar lipsi, dacă nu intervin alte condiții care să nu permită această operație (legarea împreună a unui electrod Hall cu unul de comandă).

Particularitățile schemei propuse sînt pe scurt următoarele :

a) Stabilirea matricei impedanță a schemei necesită o simplă operație de însumare a două matrice. În cazul schemei cu rezistențe longitudinale de șuntare a fost necesară o transformare suplimentară și anume trecerea de la matricea impedanță a generatorului Hall, dată prin ecuațiile acestuia, la matricea admitanță [4]. Sub acest aspect, se poate deci spune că prezentarea schemei propuse este mai simplă decît a schemei cu rezistențe longitudinale de șuntare. La aceasta s-ar mai putea adăuga și faptul că propritetea de schemă unidirecțională poate fi într-o mai mare măsură intuită la schema propusă.

b) Condiția necesară pentru ca schema să fie unidirecțională (rel. 13) este foarte simplă, rezistența r_b depinzînd exclusiv de produsul C_0B. La schema cu rezistențe longitudinale de șuntare, în relația analoagă (rel. 3), care exprimă condiția necesară, apar și rezistențele r_{i_1} și r_{i_2} ale plăcii semiconductoare, care în cazul general depind de inducția magnetică.

Ca o consecință a acestui fapt, pe rel. 13, se poate baza o metodă simplă de determinare a produsului C_0B fără a mai fi necesară măsurarea tensiunii Hall la funcționarea în gol, așa cum se procedează în mod obișnuit.

c) Aplicarea schemei propuse nu este indicată la inducții mici, mai ales dacă se folosesc ca materiale semiconductoare aliaje intermetalice (*InSb, InAs*), deoarece pot să rezulte în general valori prea mici pentru rezistența r_b. Să considerăm pentru exemplificare, o placă semiconductoare cu dimensiunile 1,5×3,5×5 mm. În ipoteza că ea este din *InSb* (C_H=200 cm³/As și $\beta \cong 0{,}9$), se obține la 3000 Gauss, $C_0B \cong 0{,}03\,\Omega$; dacă se presupune că placa este din *Ge* (C_H=20 000 cm³/As) rezultă pentru produsul C_0B o valoare de 100 ori mai mare adică C_0B=3,6 Ω . În aceleași condiții, la schema cu rezistențe longitudinale de șuntare, r_2 are valori mai mari, ceea ce se vede ușor din relația 3,

О РАБОТЕ ГЕНЕРАТОРА ХОЛЛА В ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНЫХ НАПРАВЛЕННЫХ СХЕМАХ

(РЕЗЮМЕ)

Производится сравнительное изучение четырехполюсной одно направленной схемы с продольными шунтирующими сопротивлениями и генератора Холла со смещенными электродами. Произведенный анализ подчеркивает тот факт, что, с точки зрения их поведения, дело идет о двух схемах различного типа. В отношении схемы с продольными шунтирующими сопротивлениями, указывается на возможность получения схемы, поведение которой будет аналогично поведению генератора Холла со смещенными електродами.

В последней части дается четырехполюсная схема предлагаемая автором и указывается на ее особенности по сравнению с существующими схемами.

SUR LE FONCTIONNEMENT DU GÉNÉRATEUR HALL EN SCHÉMES QUADRIPOLAIRES UNIDIRECTIONNELS

(RÉSUMÉ)

On fait une étude comparative du schéma quadripolaire unidirectionnelle à (résistances de) schunt longitudinales et du générateur Hall é électrodes déplacées. L'analyse souligne le fait qu-au point de vue du comportement, il y a deux types de schémas différents. Portant du schéma à resistances longitudinales de shunt on montre la possibilité d'obtenir un schéma d'un comportement analogue à celui de générateur Hall à électrodes déplacées. L'auteur propose un schéma quadripolaire, tout en mentionnant les particularités de celui-là comparées aux particularités des schémas existants.

BIBLIOGRAFIE

1. V. P. Juze: Tehnicieskie primenenia effecta Holla, Poluprovodniki v nauke i tehnike (369—416), T. I. Akademia Nauk S.S.S.R., 1957.
2. W. P. Mason, W. H. Hewitt, R. F. Wick, Hall effect modulators and girators, employng magnetic field independent Orientation în Germanium. Journal of Applied Physics 1953, 24, Nr. 2, 166—175.
3. W. J. Grubbs, Hall effect devices. The Bell System Technical Journal XXXVII, mai 1959, nr. 3, 853—876.
4. C. Șora, Despre nereciprocitatea generatorului Hall, Buletinul Institutului Politehnic, t. 5 (19), 1960, p. 129.

STAREA DE TENSIUNE A PĂRȚII AȘCHIETOARE A SCULELOR

DE

GH. SILAȘ, M. RĂDOI, I. GROȘANU, L. N. BRINDEU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări a cadrelor didactice din 30—31 ian. 1961.

1. La proiectare, de obicei, se calculează numai corpul sculei. Dar o importanță deosebită o are calculul de rezistență a părții așchietoare a sculei, la cele armate cu plăcuțe din metale dure sau metalo-ceramice, deoarece partea așchietoare a acestor scule rezistă mai puțin decît corpul lor. De asemenea, acest calcul este important pentru sculele destinate prelucrării metalelor și aliajelor refractare precum și a titanului.

Forțele cu care materialul prelucrat se opune acțiunii de detașare a așcheiei produc în partea așchietoare a sculei o stare de tensiune. Cunoscînd starea de tensiune se poate stabili în ce măsură materialul folosit rezistă solicitărilor și deci se pot găsi condițiile optime de lucru ale sculei.

Modul de încărcare a părții așchietoare a sculei a fost studiat de către I. Clușin [1], neglijîndu-se frecarea interioară ce apare la îndepărtarea așchiilor. De asemenea s-a considerat că numai presiunea normală pe fața de degajare a sculei produce în interiorul sculei tensiuni apreciabile.

În prezenta lucrare ne propunem să determinăm modul de încărcare ținînd cont de frecarea interioară și de toate forțele care acționează asupra sculei. Cunoscînd acest mod de încărcare se poate determina starea de tensiune. Pentru aceasta vom aproxima partea așchietoare cu o pană acționată pe una din fețe cu o forță.

Concluziile corespund realității dacă materialul pentru scule, în timpul deformării, ascultă de legea lui Hooke. Dacă acest lucru nu se întîmplă, atunci materialul se poate aproxima cu un material plastic consolidabil exponențial, iar soluția se obține analog ținînd cont de rezultatele date de V. V. Socolovschi [2].

2. Desprinderea stratului de metal și transformarea sa în așchie se consideră de obicei ca o alunecare. De aceea, vom putea considera că ruperea așchiei se face în planul de alunecare xAz' definit de tensiunea tangențială maximă, adică astfel ca să avem

$$\frac{d\tau_{y'z'}}{d\beta_1} = 0 \qquad (1)$$

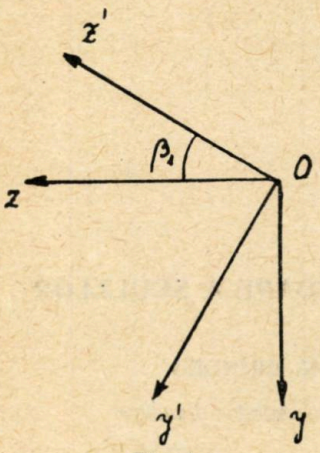


Fig. 1.

Eforturile unitare față de axele $y'z'$ le putem scrie:

$$\sigma_{z'} = \sigma_z \cos^2 \beta_1 + \sigma_y \sin^2 \beta_1 - 2\tau_{yz} \sin \beta_1 \cos \beta_1$$

$$\sigma_{y'} = \sigma_z \sin^2 \beta_1 + \sigma_y \cos^2 \beta_1 + 2\tau_{yz} \sin \beta_1 \cos \beta_1 \quad (2)$$

$$\tau_{y'z'} = -\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \sin 2\beta_2 - \tau_{yz} \cos 2\beta_1$$

de unde obținem:

$$\frac{d\tau_{y'z'}}{d\beta_1} = -(\sigma_z - \sigma_y) \cos 2\beta_1 + 2\tau_{yz} \sin 2\beta = \sigma_{y'} - \sigma_{z'}$$

Din condiția (1) rezultă că trebuie să avem:

$$\sigma_{y'} = \sigma_{z'} \quad (3)$$

Folosind acum teoria deformațiilor elastoplastice, simplificată prin ipoteza incompresibilității materialului, pentru starea de deformare plană, se știe că avem 2:

$$\sigma_x = \frac{\sigma_{y'} + \sigma_{z'}}{2}$$

In cazul nostru vom avea

$$\sigma_x = \sigma_{y'} = \sigma_{z'}$$

Alunecarea aşchiilor se poate considera ca o stare de deformare omogenă, adică tensiunile tangențiale $\tau_{y'z'}$ să fie constante (τ_a) în toate punctele planului de alunecare.

Folosind ecuațiile de echilibru

$$\frac{\partial \sigma_{z'}}{\partial z'} + \frac{\partial \tau_{y'z'}}{\partial y'} = 0; \quad \frac{\partial \tau_{y'}}{\partial y'} + \frac{\partial \tau_{y'z'}}{\partial z'} = 0.$$

deducem:

$$\frac{\partial \sigma_{z'}}{\partial z'} = 0; \quad \frac{\partial \sigma_{y'}}{\partial y'} = 0.$$

Rezultă că eforturile unitare sînt constante

$$\sigma_x = \sigma_{y'} = \sigma_{z'} = \sigma$$

Am stabilit astfel starea de tensiune în planul de alunecare a aşchiei şi anume o alunecare simplă în direcția definită de unghiul β_1 cu efortul unitar tangențial τ_a constant, peste care se suprapune o compresiune cu o stare de tensiune triaxială omogenă cu efortul unitar σ constant.

3. Să studiem acum echilibrul aşchiei în momentul desprinderii. OC este planul de alunecare (fig. 2).

Aşchia se află în echilibru sub acțiunea a două forțe şi anume forța R_1 cu care scula acționează asupra ei şi forța $\bar{R}$ de legătură a aşchiei cu restul

materialului. R_1 este rezultanta presiunii normale $\bar{N}_1$ și a forței de frecare $\bar{F}_1$ de pe fața de degajare a sculei. Forța $\bar{R}$ are o componentă $\bar{F}$ situată în planul de alunecare și una N normală. F este o rezultantă a rezistenței materialului la forfecare în secțiunea

$$s = \frac{ab}{\sin \beta_1} \qquad (4)$$

și a forței de frecare interioară dintre așchie și restul materialului (b lățimea așchiei). Componenta F are valoarea :

$$F = s\tau_a + N \operatorname{tg} \varphi_i \qquad (5)$$

Ținînd seama că

$$F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1 \qquad (6)$$

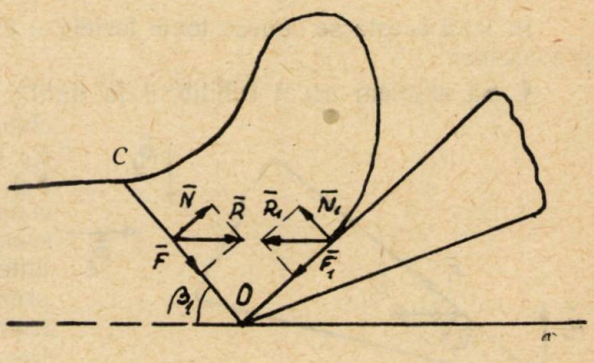


Fig. 2.

ecuațiile de echilibru ale așchiei se scriu

$$F = N_1 \frac{\cos(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \varphi_1}$$

$$N = N_1 \frac{\sin(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \varphi_1} \qquad (7)$$

unde γ este unghiul de degajare φ_1, unghiul de frecare la alunecare pe fața de degajare, iar φ_i unghiul de frecare la alunecare interioară a materialului de prelucrat.

Dacă ținem seama de (5) avem :

$$s\tau_a + N_1 \frac{\sin(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \varphi_1} \operatorname{tg} \varphi_i = N_1 \frac{\cos(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \varphi_1}$$

astfel vom obține :

$$N_1 = \frac{s\tau_a \cos \varphi_i \cos \varphi_1}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)}$$

$$F_1 = \frac{s\tau_a \cos \varphi_i \sin \varphi_1}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)} \qquad (8)$$

De asemenea din relațiile (7) rezultă :

$$F = \frac{s\tau_a \cos \varphi_i \cos(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)}$$

$$N = \frac{s\tau_a \cos \varphi_i \sin(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)}$$

Am văzut că efortul unitar σ este constant și deci se poate determina în felul următor

$$\sigma = \frac{N}{s} = \frac{\tau_a \cos\varphi_i \sin(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)} \tag{8'}$$

În felul acesta se cunosc toate forțele și eforturile care acționează asupra așchiei.

4. Să studiem acum echilibrul la limită a sculei la desprinderea așchiei. Una din forțe are valoarea R_1 (componentele ei sînt N_1 și F_1), reprezintă acțiunea așchiei asupra sculei și este egală de sens contrar celei determinate anterior. Apoi forța N_2 care reprezintă reacțiunea normală a suprafeței prelucrate și forța de frecare F_2 dintre sculă și suprafață prelucrată. Pentru a se putea efectua așchierea vom exercita asupra sculei forțele exterioare P_y și P_z (fig. 3).

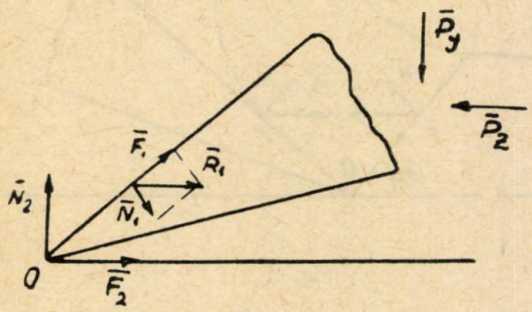


Fig. 3.

Ecuațiile de echilibru ale sculei sînt :

$$P_z = F_2 + N_1 \frac{\cos(\gamma - \varphi_1)}{\cos\varphi_1}$$

$$P_y = N_2 - N_1 \frac{\sin(\gamma - \varphi_1)}{\cos\varphi_1} \tag{10}$$

unde

$$F_2 = N_2 \operatorname{tg}\varphi_2 \tag{11}$$

φ_2 fiind unghiul de frecare la alunecare pe fața de așezare.

Obișnuit presiunea principală de așchiere P_z se exprimă printr-o formulă de forma următoare [3]

$$P_z = K \cdot ab \tag{12}$$

în care K se determină experimental.

Cunoscînd forța P_z, din relațiile (10) și (11) se poate determina forța necesară P_y

$$P_y = P_z \operatorname{cotg}\varphi_2 - \frac{s\tau_a \cos\varphi_i \cos(\gamma - \varphi_1 - \varphi_2)}{\sin\varphi_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)} \tag{13}$$

și forțele N_2, F_2

$$N_2 = P_z \operatorname{cotg}\varphi_2 - N_1 \operatorname{cotg}\varphi_2 \frac{\cos(\gamma - \varphi_1)}{\cos\varphi_1}$$

$$F_2 = P_z - N_1 \frac{\cos(\gamma - \varphi_1)}{\cos\varphi_1}$$

Formulele (12) și (13) determină mărimea forțelor de așchiere P_y și P_z în funcție de elementele care definesc așchierea.

5. Am văzut că asupra feței de degajare a sculei acționează N_1 și F_1. De fapt există o repartiție a sarcinilor pe toată suprafața de contact dintre corpul sculei și așchie. Pentru a determina modul de încărcare al sculei va trebui deci să studiem această lege de repartiție.

Să notăm cu p presiunea normală pe unitatea de suprafață din jurul unui element de suprafață de lățime b, situat la distanța ξ de vîrful sculei. Fie $p=p(\xi)$ legea de repartiție a acestor presiuni. Vom putea scrie:

$$N_1 = b\int_0^l p(\xi)\,d\xi \tag{14}$$

unde l este lungimea suprafeței de contact dintre așchie și fața de degajare a sculei, pe care ne propunem s-o determinăm.

Aplicînd formula mediei în relația (14) găsim

$$N_1 = lbp(\psi l)$$

unde

$$0<\psi<1.$$

În cazul cînd se consideră legea de repartiție de formă triunghiulară [1], atunci

$$p(\xi)=\sigma\left(1-\frac{\xi}{l}\right) \tag{15}$$

(σ este la vîrful sculei, pe suprafața de alunecare)

În acest caz vom găsi:

$$N_1=\frac{\sigma bl}{2}\quad\left(\psi=\frac{1}{2}\right) \tag{16}$$

Din aceste formule se deduce lungimea l de contact a așchiei cu scula

$$l=\frac{2N_1}{b\sigma}=\frac{2a\cos\varphi_1}{\sin\beta_1\sin(\beta_1+\varphi_1-\gamma)} \tag{17}$$

6. Pentru a studia acum, starea de tensiune a părții așchietoare a sculei vom folosi principiul lui Saint-Venant care spune că în punctele sculei suficient de depărtate de punctele de aplicație ale sarcinilor exterioare, eforturile unitare depind într-o măsură foarte mică de modul în care au fost realizate aceste sarcini.

Vom reduce mai întîi sistemele de forțe N_1, F_1 și N_2, F_2 în origine adică vîrful sculei. Aceste sisteme se vor reduce la o rezultantă, descompusă în forțele P și Q, și un moment rezultant M (fig. 4), (suportul forței P îl considerăm pe axa de simetrie a părții așchietoare, iar Q perpendicular pe această axă).

În felul acesta vom avea:

$$P = N_1 \frac{\sin\left(\frac{\beta}{2} + \varphi_1\right)}{\cos\varphi_1} + N_2 \frac{\cos\left(\gamma + \frac{\beta}{2} - \varphi_2\right)}{\cos\varphi_2} \tag{18}$$

$$Q = N_1 \frac{\cos\left(\frac{\beta}{2} + \varphi_1\right)}{\cos\varphi_1} - N_2 \frac{\sin\left(\gamma + \frac{\beta}{2} - \varphi_2\right)}{\cos\varphi_2}$$

(β este unghiul la vîrf al sculei).

Pentru calculul lui M vom scrie momentul forței N_1.

$$M = N_1 \frac{l}{3} = N_3 \frac{2a\cos\varphi_1}{\sin\beta_1 \sin(\beta_1 + \varphi_1 - \gamma)} \tag{18'}$$

Acum putem să studiem starea de tensiune a părții așchietoare a sculei. Aici folosim principiul lui Saint-Venant, considerînd în interiorul părții așchietoare puncte A suficient de depărtate de suprafețele de aplicare a forțelor. Vom avea de rezolvat problema unei pene infinite încărcate la vîrf prin două forțe perpendiculare P și Q și un moment M. Vom folosi coordonatele polare r, θ, (fig. 4).

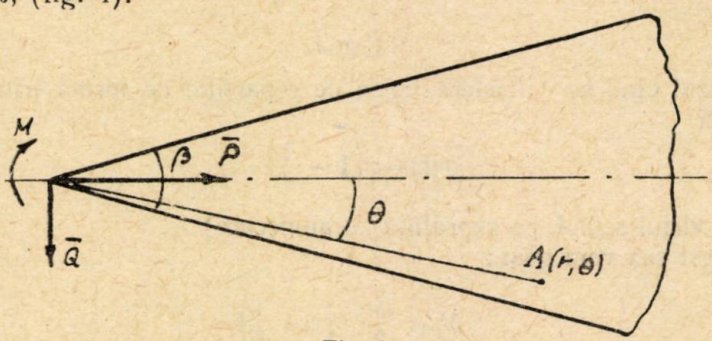


Fig. 4.

Pentru cazul forței axiale P eforturile unitare sînt [4]:

$$\sigma_r = -\frac{2P}{\beta + \sin\beta}\frac{\cos\theta}{r}, \quad \sigma_\theta = 0, \quad \tau_{r\theta} = 0.$$

Pentru cazul forței Q perpendiculară pe axa penei, eforturile unitare sînt [4]:

$$\sigma_r = -\frac{2Q}{\beta - \sin\beta}\frac{\sin\theta}{r}, \quad \sigma_\theta = 0, \quad \tau_{r\theta} = 0.$$

Pentru cazul momentului M eforturile unitare sînt [5]:

$$\sigma_r = \frac{2M}{\sin\beta - \beta\cos\beta}\frac{\sin 2\theta}{r^2}, \quad \sigma_\theta = 0,$$

$$\tau_{r\theta} = -\frac{M}{\sin\beta - \beta\cos\beta}\frac{\cos 2\theta - \cos\beta}{r^2}.$$

Rezultă deci că în fiecare punct al penei vor acționa eforturile unitare următoare:

$$\sigma_r = -\frac{2}{r}\left(\frac{P\cos\theta}{\beta+\sin\beta}+\frac{Q\sin\theta}{\beta-\sin\beta}\right)+\frac{2M}{\sin\beta-\beta\cos\beta}\frac{\sin 2\theta}{r^2}, \quad \sigma_\theta = 0.$$

$$\tau_{r\theta} = -\frac{M}{\sin\beta-\beta\cos\beta}\frac{\cos 2\theta-\cos\beta}{r^2}. \tag{19}$$

Am stabilit astfel starea de tensiune a părții aşchietoare a sculei. Acum se pot determina condițiile optime de funcționare a ei în așa fel încît eforturile ce apar în porțiunea utilă să se apropie, dar să nu depășească, eforturile admisibile pentru materialul de scule respectiv.

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ИНСТРУМЕНТОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе указывается, что в случае металло-керамических и армированных твердыми пластинками инструментов, является важным расчет прочности режущей части.

Для этого, из условий равновесия стружки и инструмента, находится вид нагрузки, учитывая внутреннее трение и все силы действующие на инструмент.

Зная вид нагрузки, определяются приведенные элементы соответствующие острию инструмента, а затем используя принцип Сэн-Венана определяется напряженное состояние режущей части.

L'ÉTAT DE TENSION DE LA PARTIE COUPANTE DES OUTILS

(RÉSUMÉ)

Dans cet ouvrage on montre que pour les outils armés de petites plaques dures ou métallo-céramiques, il est important qu-on fasse le calcul de résistance de la partie coupante. A cet effet ou trouve dans les conditions d'équilibre de copeau-outil le mode de chargement, en tenant compte du frottement intérieur et de toutes les forces qui actionnent sur l'outil.

Si l'on connaît le mode de chargement, on détermine les éléments de réduction correspondents du bout de l'outil et, utilisant ensuite le principe de Saint-Venant, on détermine l'état de tension de la partie coupante.

BIBLIOGRAFIE

1. M. I. Cluşin, Calculul la rezistență al părții aşchietoare a sculelor, Stanki i instrument, nr. 2 febr. 1958, p. 5—7.
2. V. V. Socolovschi, *Teoria plasticității*. Ed. Tehnică, 1953, p. 142—145, 309—327.
3. Duca Zoltan, *Aşchierea metalelor*, partea I, tip. Învățăm. București, 1956, p. 130—147.

4. M. M. Filonenco-Borodici, *Teoria elasticității*, Ed. Tehnică, 1952, p. 19—22, 159—164.
5. N. I. Bezuhov, *Culegere de probleme din teoria elasticității și plasticității*, Ed. Tehnică, 1960, p. 71.
6. M. I. Cluşin, *Studiul procesului de tăiere a metalelor*, Ed. Tehnică, 1951.
7. N. Preda, V. Bauşic, Th. H. Mavîrneanu, D. Horbaniuc și M. Diaconu, Cîteva probleme de elasticitate plană, Bul. Inst. Polit. Iași, t. 3 (7), fasc. 3—4, 1957, pag. 251—270.
8. G. B. Galerkin, Sobranie socinenie t. I., Izd. An S.S.S.R., M, 1952, p. 252—310.
9. A. Stoenescu și Gh. Silaș, *Curs de mecanică teoretică*, Ed. Tehnică Buc. 1959.

RELAȚII DE CALCUL PENTRU ÎNFIGEREA ȘI SMULGEREA PRIN VIBRARE A PILOȚILOR, TUBURILOR ȘI PALPLANȘELOR

DE

M. PĂUNESCU

Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 7—14 aprilie 1962

Urmărind procesul de înfigere prin vibrare a piloților, tuburilor și palplanșelor, se constată că acesta reprezintă un fenomen mecanic complex.

Dacă la capătul superior al elementului de înfipt se montează sursa de vibrații, adică vibratorul, montare ce poate fi concepută după una din schemele din figura 1 sau după o altă combinație și se așează elementul în poziție verticală, punînd în funcție vibratorul, elementul va începe să oscileze scufundîndu-se în pămînt.

În materialul pe care-l prezentăm vom face unele observații generale și apoi vom pune la îndemîna celor interesați rezultatele cercetărilor noastre pentru cazul cînd vibratorul este fixat rigid de element (fig. 1 schema *A*), iar vibratorul are acțiunea dirijată producînd oscilații în lungul axei elementului de înfipt.

După punerea în funcțiune a vibratorului elementul de înfipt începe să oscileze în lungul axei sale cu o anumită frecvență și amplitudine care depind de parametrii vibratorului, caracteristicile elementului etc. Făcînd încercări de acest fel în diverse pămînturi, s-a observat că pentru aceeași instalație de înfigere, rezultatele vor fi diferite, ca o consecință a schimbării stratificației.

Dacă funcționarea vibratorului se petrece la o frecvență relativ joasă adică avem realizate forțe vibratorii mici, vom observa că pilotul și pămîntul oscilează împreună (fenomen evidențiat în deosebi la argile slabe — situație concretă șantierul Stația de Pompare Cruceni), făcîndu-se la suprafață un fel de pîlnie, întocmai ca la încercarea de a înfige o bucată de lemn într-o placă de cauciuc.

Pîlnia amintită era orientată cînd cu deschizătura în sus (cînd forța vibratorie este dirijată în jos) cînd cu deschizătura în jos (forța vibratorie dirijată în sus).

Acest fenomen, pus în evidență în decursul unui mare număr de încercări, ne duce la concluzia că într-adevăr există o poziție de echilibru în care

pămîntul se deplasează o dată cu elementul fără a exista procesul de înfigere. Mărind forța vibratorie printr-o creștere a frecvenței s-a observat că la o anumită limită au apărut primele deplasări reciproce ale elementului față de pămînt.

Pe măsura creșterii frecvenței aceste deplasări s-au transformat într-o lunecare a suprafeței laterale a elementului pe pămînt. În această situație vom spune că s-a produs detașarea pilotului iar frecvența la care se produce această detașare, în literatură se cunoaște sub denumirea de frecvență de detașare. Aceasta depinde pe de o parte de natura și proprietățile fizico-mecanice ale stratului de pămînt în care are loc înfigerea, iar pe de altă parte de caracteristicile elementului de înfipt și ceilalți parametrii ai instalației.

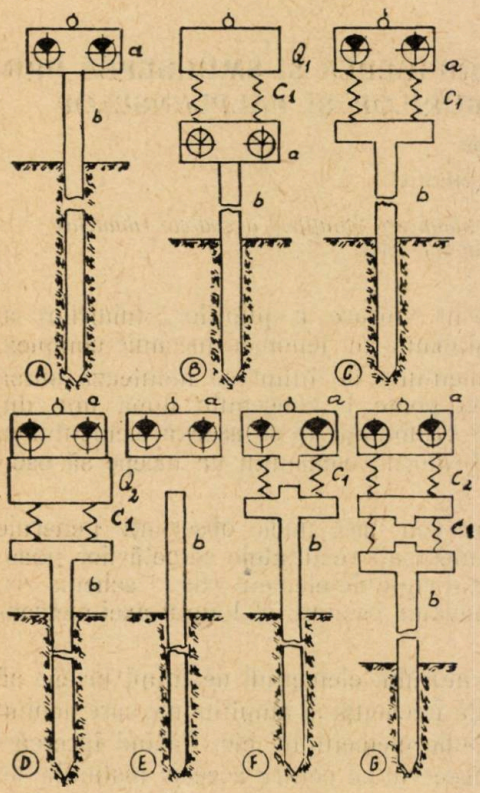


Fig. 1. Scheme de prindere a vibratorului de pilot:
a – vibratorul ; *b* – pilotul ; c_1, c_2 – resoarte ; Q_1, Q_2 – sarcini.

Din cercetările făcute de noi se poate arăta că la existența unor amplitudini mici a oscilațiilor elementului, frecvența de detașare este mai ridicată, pe cînd la existența unor amplitudini mai mari, frecvența de detașare este mai mică (pentru celelalte condiții de sol și element identice). Întrucît amplitudinea oscilațiilor depinde de momentul excentricilor vibratorului deci influențează direct mărimea forței oscilatorii ajungem la concluzia că factorul hotărîtor în producerea detașării este ultima analiză forța vibratorie, de a cărei mărime depinde detașarea elementului.

Pentru ilustrarea celor de mai sus prezentăm în tabela 1 cîteva cifre edificatoare în acest sens.

Din tabelă se vede că pentru țeava cu diametru de 48 mm la înfigerea cu vibratorul VE 3, cu o greutate a instalației de 90 kg, pentru cele cinci valori ale momentului excentricilor, respectiv ale amplitudinilor, există cinci valori corespunzătoare frecvenței de detașare (ω_d), acestea scăzînd pe măsura creșterii amplitudinii iar forțele vibratorii pentru cele cinci situații de detașare, sînt practic constante (valorile lor maxime).

Același lucru pun în evidență și experiențele făcute cu pilotul de 15 cm grosime, rezultatele fiind concretizate în diagramele din figurile 2 și 3.

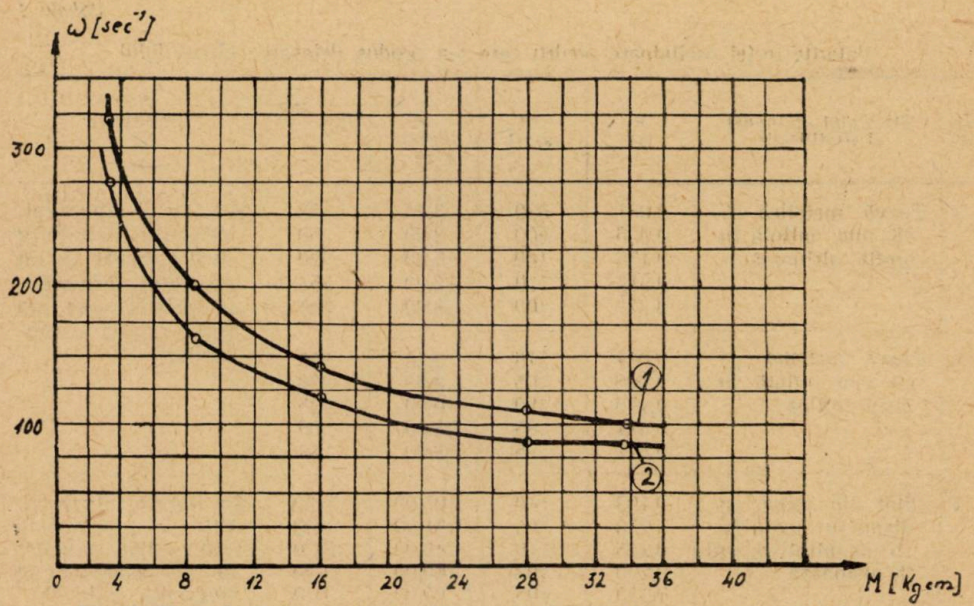


Fig. 2. Dependența frecvenței de detașare în funcție de momentul excentricilor:
1 – țeavă metalică ∅ 48 mm înfiptă în argilă nisipoasă ; *2* – țeavă metalică ∅ 48 mm înfiptă în nisip argilos.

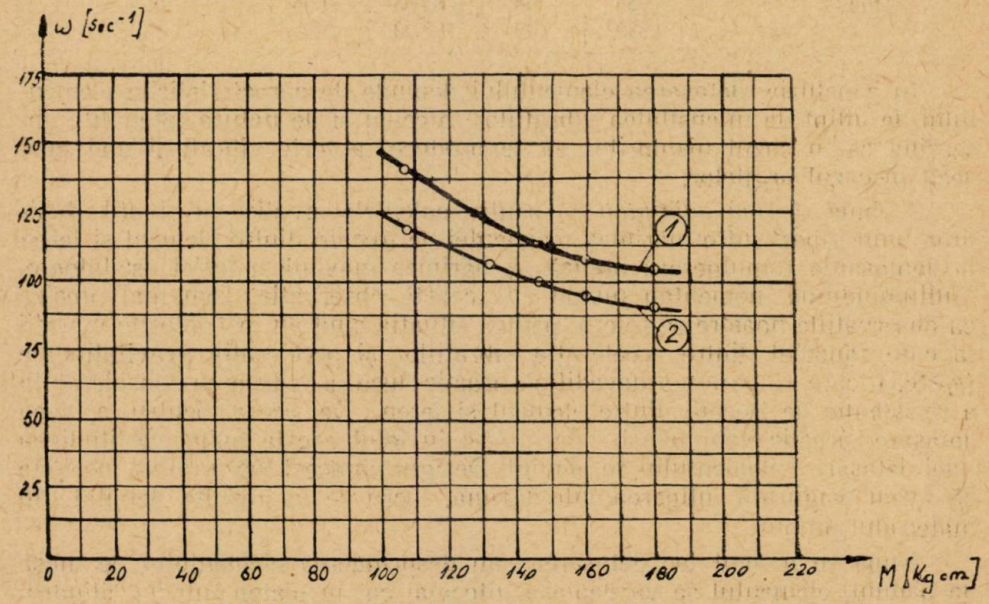


Fig. 3. Dependența frecvenței de detașare în funcție de momentul excentricilor:
1 – pilot din lemn cu diametru mediu de 15 cm înfipt în argilă nisipoasă ; *2* – pilot din lemn cu diametru mediu de 15 cm înfipt în nisip argilos.

Tabela 1

Valorile forței oscilatoare pentru care s-a produs detașarea elementului

Nr. crt.	Elementul scufundat și stratificația	A cm	ω_d sec^{-1}	M kgcm	$P_0=\frac{M\omega^2}{g}$ kg	Observații
1	Țeavă metalică ∅ 48 mm înfiptă în argilă nisipoasă.	0,037	320	3,24	338	S-a folosit vibratorul VE3 cu greutate 90 kg fiind antrenat de un generator cu frecvența variabilă (așa s-a variat turația excentricilor).
		0,096	200	8,60	350	
		0,178	140	16,00	320	
		0,311	110	28,00	354	
		0,377	100	33,90	345	
2	Țeavă metalică ∅ 48 mm înfiptă în nisip argilos	0,037	275	3,24	250	
		0,096	165	8,60	238	
		0,178	120	16,00	235	
		0,311	85	28.00	206	
		0,377	85	33,90	248	
3	Pilot din lemn cu diametru mediu de 15 cm înfipt în argilă nisipoasă	0,193	140	106,00	2120	S-a folosit vibratorul VE1 cu greutate de 550 kg fiind antrenat de un generator cu fregvență variabilă (așa s-a variat turația excentricilor)
		0,238	125	131,00	2080	
		0,265	115	146,00	1970	
		0,290	108	160,00	1900	
		0,330	105	180,00	2030	
4	Pilot din lemn cu diametru mediu de 15 cm înfipt în nisip argilos.	0,193	120	106,00	1550	
		0,238	105	131,00	1480	
		0,265	100	146,00	1485	
		0,290	96	160,00	1500	
		0,330	90	180,00	1485	

În concluzie, detașarea elementului depinde de caracteristicile elementului de înfipt de intensitatea vibrațiilor, precum și de natura terenului, observînd că în cazul nisipurilor ea se produce la forțe vibratorii mai mici decît în cazul argilelor.

Trebuie să mai adăugăm că pentru calculele practice ar fi util stabilirea unui raport între mărimea rezistenței de frecare dintre element și teren la deplasarea (smulgerea) statică și mărimea maximă a forței oscilatoare. Mulțumindu-ne momentan numai cu această observație, vom mai preciza că observațiile noastre se referă, pentru situația cînd au fost folosite vibrații la care raportul dintre accelerația vibrațiilor și accelerația gravitațională ($\eta>3,5$), care valoare s-a dovedit că practic duce la reducerea considerabilă a rezistenței de frecare dintre element și teren. De aceea pentru a avea detașare, practic vom folosi valori $\eta\geqslant 4$ în felul acesta avînd certitudinea unei detașări a elementului de pămînt. Desigur că acest lucru nu va însemna că avem asigurată înfigerea întotdeauna, lucru ce va rezulta detailat din materialul propus.

După ce a avut loc detașarea sau desprinderea elementului de masa de pămînt, elementul se va deplasa întocmai ca un piston într-un cilindru.

Măsurînd amplitudinile oscilației pămîntului și ale elementului concomitent, cu ajutorul a două vibrografe, s-a constatat, că deși are loc desprin-

derea și lunecarea elementului în masă de pămînt, aceasta va fi într-o mișcare continuă.

Pe măsură ce se continuă vibrarea elementului, rezistențele pămîntului la deplasarea de translație a elementului scad pronunțat, iar pentru înfigerea și îndeosebi pentru extragerea elementului sînt necesare forțe exterioare relativ mici, față de acelea care ar fi fost necesare să fie aplicate pentru obținerea aceluiași efect în absența vibrării.

În sprijinul afirmației făcute relativ la fenomenul de detașare vom mai veni și cu observații din timpul experiențelor.

Astfel după introducerea prin vibrare a unui tub metalic ruginit, după cîteva înfigeri succesive în pămînt (mai ales în cel nisipos) și extragerii din el cu ajutorul vibratorului, suprafața sa laterală se prezintă netedă și șlefuită. Acest lucru nu poate fi explicat decît prin alunecarea sa cu frecare față de pămînt. În orice caz aceste date demonstrează cu prisosință că fenomenul detașării are loc în procesul înfigerii prin vibrare. Trebuie menționat faptul că cele arătate sînt valabile în ipoteza unor elemente nedeformabile, care practic se traduc printr-o mare rigilitate. Altfel în timpul vibrării vor apare vibrații elastice întreținute a elementului, pentru menținerea cărora se consumă o mare parte din energie. În astfel de situații desprinderea elementului nu se poate produce complet, ceea ce va duce la o înfigere dificilă, uneori imposibilă.

Calculele arată că frecvențele proprii ale elementelor cu o greutate la un capăt și o încastrare elastică la celălalt sînt destul de mari și anume: pentru piloții de beton armat sînt de 2000—2500 vibrații pe minut; pentru piloții de lemn 2500—3000, iar pentru palplanșe metalice de 3000—4000 oscilații pe minut. De aici rezultă că frecvențele vibratoarelor folosite nu trebuie să treacă frecvențele proprii ale elementelor de înfipt și în consecință vibratoarele să se facă cu frecvențe sub cele menționate pentru fiecare caz în parte. O atenție deosebită trebuie dată tuburilor metalice, unde frecvențele proprii ale acestora se apropie mult de frecvențele de lucru ale vibratoarelor.

După cum rezultă din cele menționate pînă în prezent fenomenul înfigerii elementelor în pămînt prin vibrare, este un fenomen complex care poate fi explicat prin luarea în considerare a tuturor factorilor amintiți, factori ce trebuiesc studiați în mod amănunțit.

De aceea în stabilirea teoriei pe care ne-o propunem vom căuta să prindem toate mărimile principale de care depinde înfigerea, caracteristice pentru sursa de vibrații, elementul de înfipt și pămîntul în care are loc înfigerea. După aceea într-un nou material vom căuta să prezentăm unele aspecte ale cercetărilor noastre asupra principalilor factori ce caracterizează procesul înfigerii.

Analizînd în mod sumar procesul de înfigere, s-a pus în evidență într-un articol anterior mărimile A, ω, P_0 ce caracterizează sursa de vibrații, valorile F, R, m, diferite pentru elementul ce se înfige și pămîntul în care are loc înfigerea. De aceea relațiile ce le vom stabili vor conține mărimile menționate, considerînd că în acest fel vom reuși să reflectăm cît mai fidel fenomenul înfigerii.

Urmărind fenomenul înfigerii prin vibrare, putem admite o separare a acestuia în două părți distincte și anume:

O cursă de urcare în care elementul sub acțiunea forței perturbatoare se ridică atîta timp cît aceasta depășește greutatea ansamblului element vibrator și a frecării dintre element și teren și o cursă de coborîre care durează atîta timp cît forța perturbatoare împreună cu greutatea ansamblului depășește rezistența de frecare pe manta și rezistența frontală de pe vîrful său.

Pentru a avea înfigere este evident că spațiul făcut în cursa de mers în jos va fi mai lung decît cel făcut în cursa de mers în sus a acestuia.

Dacă analizăm felul cum elementul se deplasează într-o perioadă, putem arăta că în cursa de mers în sus, deplasarea se va produce numai cînd forța perturbatoare atinge o mărime mai mare decît greutatea ansamblului și a forței de frecare și de fapt timpul aferent orientării forței perturbatoare în sus, adică $1/2$ dintr-o perioadă, nu este folosit tot pentru deplasarea elementului. În mod similar putem raționa și la mersul în jos.

Analizînd separat fiecare din cele două curse putem stabili o serie de relații utile atît la explicarea unor observații experimentale, cît și pentru determinarea parametrilor pe care trebuie să-i aibă un vibrator.

Dacă folosim următoarele notații:

m = masa întregului sistem oscilant (vibrator, element);
A = amplitudinea de oscilație a vîrfului elementului de înfipt;
G = greutatea vibratorului și elementului de înfipt;
ω = viteza unghiulară a excentricilor vibratorului;
F = forța de frecare pe manta între element și teren, pe un anumit spațiu, adică la o anumită cotă;
R = rezistența frontală întîmpinată de element la înaintare la o anumită cotă;
X_R = pătrunderea remanentă făcută de element într-o perioadă a oscilației;
m_e = masa echivalentă de pămînt considerată că oscilează cu aceeași frecvență și amplitudine ca ansamblul element-vibrator.

Folosind notațiile menționate și asimilînd ansamblul element-vibrator, cu un oscilator cu oscilații întreținute, putem considera energia furnizată de vibrator ca energie a oscilatorului avînd expresia:

$$E_{to} = E_{ta} = \frac{mA^2\omega^2}{2} \tag{1}$$

unde:

E_{to} = energia totală a oscilatorului;
E_{ta} = energia totală a ansamblului element-vibrator, de masă m, care oscilează cu amplitudinea A și frecvența ω.

Considerînd că energia totală a oscilatorului este folosită pentru efectuarea lucrului mecanic necesar înfigerii rezistențelor frontale și pe manta (R și F) întîmpinate de element în timpul înfigerii, precum și pentru antrenarea și punerea în mișcare a unei mase de pămînt, vom putea să scriem ciclul energetic aferent unei perioade ca fiind:

$$\frac{mA^2\omega^2}{2} = F(4A + X_R) + R\left(\frac{A}{2} + X_R\right) + \frac{m_eA^2\omega^2}{2}. \tag{2}$$

Relația (2) s-a stabilit în concordanță cu constatarea experimentală, că după întreruperea alimentării regimului staționar al oscilatorului energia

totală de care dispune acesta se consumă în mod treptat avînd drept efect o cursă de urcare ($2A$) și una de coborîre ($2A+X_R$) a ansamblului.

Analizînd fiecare termen din partea dreaptă se observă următoarele: primul termen reprezintă lucrul mecanic necesar pentru învingerea frecării sub o forță constantă F (care la un anumit interval și pentru viteze de înaintare mici poate fi considerată constantă) pe spațiul parcurs de element într-o perioadă; termenul al doilea exprimă lucru mecanic pentru învingerea rezistenței frontale, considerînd că acesta de fapt acționează pe porțiunea de pătrundere (X_R) sporită cu $\frac{A}{2}$ mărime de spor apreciată ca fiind ocupată de pămîntul înconjurător (mai ales la nisip) în timpul cursei de urcare a elementului; termenul al treilea referindu-se la energia consumată pentru punerea în mișcare a unei mase de pămînt care ar echivala cu o masă ce oscilează cu aceiași amplitudine și frecvență ca ansamblul element-vibrator,

Transformînd expresia (2) se ajunge la forma:

$$mA^2\omega^2=2F(A+X_R)+R(A+2X_R)+m_eA^2\omega^2 \qquad (3)$$

După cum se vede relația (3) reprezintă o legătură matematică între parametrii instalației, caracteristicile elementului de înfipt și natura pămîntului. Această relație de bază va putea fi folosită pentru calculul vitezei de pătrundere într-un caz concret, adîncimii maxime de înfigere sau la stabilirea parametrilor necesari pentru sursa de vibrare etc.

Rezolvînd ecuația de bază (3), vom obține valoarea pătrunderii într-o perioadă, la o anumită adîncime ca fiind:

$$X_R=\frac{A^2\omega^2m(1-K_m)-A(8F+R)}{2(F+R)}. \qquad (4)$$

În această expresie s-a folosit notația K_m care reprezintă raportul dintre masa echivalentă (m_e) și masa întregului ansamblu (m) adică

$$K_m=\frac{m_e}{m} \qquad (5)$$

Această valoare se stabilește experimental, putînd astfel să avem o orientare pentru cazurile practice.

Avînd pătrunderea elementului într-o perioadă, vom calcula viteza medie la o anumită adîncime, prin împărțirea acestui spațiu (X_R) la timpul aferent unei perioade obținînd astfel expresia vitezei:

$$v_m=\frac{A\omega[A\omega^2m(1-K_m]-(8F+R)]}{4\pi(F+R)} \qquad (6)$$

Analizînd expresia (6) se vede că elementul nu mai înaintează, respectiv viteza va fi nulă în cazul cînd amplitudinea sau frecvența vor fi nule, caz care în mod practic nu prezintă nici o importanță, precum și în cazul cînd avem îndeplinită condiția:

$$A\omega^2m(1-K_m)-(8F+R)=0. \qquad (7)$$

Relația (7) reprezintă condiția în care elementul se oprește din înaintarea sa, adică adîncimea maximă pînă la care se ajunge într-o anumită situație. Rezultă de aici că înlocuind mărimile F și R corespunzătoare înfi-

gerii unui element la o anumită adîncime maximă și făcînd unele notații ca mai jos, vom putea calcula mărimea forței perturbatoare P^0 pentru a avea înfigere.

Folosind notația :

$$P_0 = \frac{M\omega^2}{g} \tag{8}$$

unde :

$$M \approx AG \tag{9}$$

avem :

$$P_{0\,nec} = \frac{8F_{max} + R_{max}}{1 - K_m}. \tag{10}$$

Această expresie ne permite să calculăm mărimea forței perturbatoare necesară în cazul proiectării precum și adîncimea maximă de pătrundere a unui element cunoscut, într-o stratificare dată, cu un vibrator existent.

În expresia (10) prin F_{max} respectiv R_{max} se înțeleg valorile aferente în cazul înfigerii la adîncimea maximă impusă de condițiile practice și anume :

$$F_{max} = Uh_{max}\left[\tau_{d_3} + (h_{max} - 300)\frac{\varepsilon_P}{100}\tau_{d_3}\right]\varepsilon_v \tag{11}$$

$$R_{max} = K_p K_v S\left[p_{a_2} + (h - 200)\frac{K_2\gamma_v}{1000}\right] \tag{12}$$

unde s-au folosit notațiile :

U = perimetrul elementului de înfipt în cm ;

h_{max} = adîncimea maximă de înfigere în cm ;

τ_{d_3} = rezistența specifică de frecare între element și teren, considerată în momentul desprinderii, pentru adîncimea de 3 m sub acțiunea unei forțe statice exprimată în k/cm² determinată experimental (tabela 2);

ε_P = un coeficient de spor cu adîncimea pentru un metru liniar, care poate fi considerat cu oarecare aproximație cu 10% din τ_{d_3} ;

ε_v = reprezintă mărimea la care se reduce τ_d sub efectul vibrațiilor, determinat experimental și avînd valori practice de la 10—20% ;

K_p = coeficient de penetrare ce ține cont de creșterea presiunii de penetrare cu mărimea suprafeței, ce poate fi calculat cu expresia :

$$K_p = 5 + S \cdot 0{,}015 \tag{13}$$

S = suprafața secțiunii transversale a elementului în cm² ;

K_v = un coeficient ce ține cont de reducerea presiunii de penetrare sub efectul vibrațiilor ale cărui valori oscilează de la 0,5—0,10 ;

p_{a_2} = presiunea admisă la 2 m conf. STAS nr. 3503/1952 ;

K_2 = coeficient ce ține cont de natura terenului (conf. STAS nr. 3503/1952);

γ_v = greutatea specifică aparentă (volumetrică) a pămîntului în t/m³.

Tabela 2

Valorile τ_{d_3} pentru cîteva elemente în t/m² obținute cu smulgere statică

Nr. crt.	Natura pămîntului	Elementul experimentat		
		Piloți lemn	Tuburi metalice	Piloți beton armat
1	Pietriș mare și bolovăniș	—	2,73	—
2	Balast	—	2,75	—
3	Nisipuri fine și mijlocii saturate cu apă	1,00	1,18	1,34
4	Nisipuri fine prăfoase saturate cu apă	0,80	0,80	1,00
5	Praf argilos îmbibat cu apă	0,80	—	1,10
6	Praf argilos loessoid	—	2,70	—
7	Argilă nisipoasă	2,00	2,30	2,50
8	Argilă vînătă plastic vîrtoasă	2,20	2,50	3,10
9	Argilă compactă	3,00	3,30	3,50

Observație. Valorile prezentate sînt cifre medii a unor încercări experimentale, smulse imediat după înfigere și se pot folosi pentru calculele practice.

Examinînd expresia (10) se observă că un rol important îl are influența factorului K_m care pentru pămînturile argiloase este mai mare, ceea ce duce la concluzia că $P_{0\,nec}$ va fi și el mai mare, lucru ce corespunde cu rezultatele experimentale.

Mulțumindu-ne momentan cu prezentarea relației de bază (3) pentru prinderea fenomenului fizic de înfigere prin vibrare sub o formă matematică,

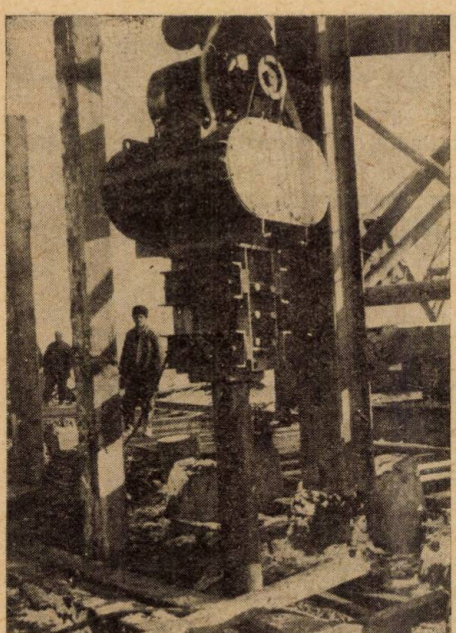


Fig. 4. Vibratorul VE2 înfigînd un pilot din lemn pe șantierul I.C.H. Galați.

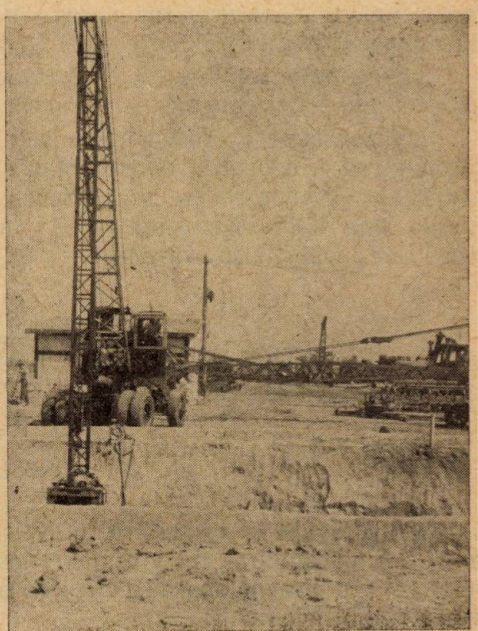


Fig. 5. Vibratorul VE$_1$ folosit la forarea găurilor în loess pe șantierul combinatului siderurgic Galați.

așa cum s-a arătat și mai sus, într-un nou material vom prezenta expresiile de lucru pentru problemele menționate, însoțite de tabele și diagrame experimentale, pe care le considerăm utile în calculele practice.

Trebuie să arătăm că relațiile, tabelele și valorile ce vor urma fac parte din lucrarea de dizertație a autorului, întocmită sub conducerea științifică a tovarășului profesor Hugo Lehr, fiind verificate experimental și în condiții de producție pe unele șantiere cum ar fi: Întreprinderea de Construcții Hidrotehnice Galați, șantierul Combinatului Siderurgic Galați etc., de pe care prezentăm cîteva imagini în figurile 4 și 5.

Adăugăm că avantajele tehnico-economice ale aplicării metodei de înfigere și smulgere a piloților, tuburilor și palplanșelor prin vibrare, sînt mult superioare metodelor clasice de batere cu sonetele ceea ce face posibilă extinderea ei rapidă pe marile șantiere.

РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ ПОГРУЖЕНИЯ И ИЗВЛАЧЕНИЯ СВАЙ, ОБОЛОЧЕК И ШПУНТА МЕТОДОМ ВИБРИРОВАНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Основываясь на энергетическом принципе, устанавливается уравнение связи между параметрами грунта и размерами погружаемого элемента для случая жестокой связи между вибропогружателем и элементом.

Таким образом можно выразить в простой математической форме процесс вибропогружения элементов.

Приведенное уравнение поможет разъяснить некоторые явления наблюдаемые в процессе погружения элементов и в то же время служит основным соотношением для установления практических формул, необходимых при проектировании новых и определении эффективности существующих вибропогружателей.

RELATIONS DE CALCUL POUR LA PLANTATION ET L'ARRACHEMENT PAR VIBRATION DES PILOTES, TUYAUX ET PALPLANCHES

(RÉSUMÉ)

En utilisant le principe énergétique on établit une équation de liaison entre les paramètres du vibrateur, les caractéristiques géotechniques de la terre, et les dimensions de l'élément à fixer, en cas de fixation rigide du vibrateur à l'élément.

De cette façon on réussit à exprimar par une expression simple, sous forme mathématique, le processus de plantation des éléments, par vibration. L'équation obtenue contribue à expliquar certains phénomènes observés

dans le processus de plantation des éléments dans la terre, servant en même temps comme relation de base pour établir certaines formules pratiques, nécessaires d'une part à la projection des vibrateurs et de l'autre à l'établissement de l'éfficacité des vibrateurs existents.

BIBLIOGRAFIE

1. D. D. Barkan, *Vibrometodi v stroitelstve,* Moscova 1959.
2. M. Păunescu, Lucrări experimentale pentru aplicarea vibraţiilor la executarea unor lucrări de fundaţii, în hidrotehnica nr. 5/1961.
3. M. Păunescu, Metode practice pentru determinarea parametrilor vibratorului folosit la înfigerea piloţilor, în Buletinul Ştiinţific şi Tehnic al Institutului Politehnic, iulie-decembrie 1961.

LISTA

publicațiilor periodice venite din străinătate în schimbul Buletinului științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara.

ANGLIA

1. Bulletin of the British Hydromechanics Research Association. Harlow.
2. Report on Research of the Royal College of science and Technology. Glasgow.
3. Scientific Research in British Universites. London.
4. Government Publications. London.
5. Proceedings of the Institution of Civil Engineers, London.
6. The Fulmer Research Institute Published Papers. Stoke Pogers.
7. Proceedings of the University of Durham Philosophical Society.
8. Annual Report of the Arthur D. Little Research Institute. Inveresk.

ARGENTINA

9. Boletin Matematico. Buenos-Aires.
10. Informes de la Comision Nacional de la Energia Atomica. Buenos-Aires.
11. Mathematicae notae. Boletin del Instituto de Matematica. Rosario.
12. Publicaciones de la Faculdad de Sciencias Fisico Matematicas. La Plata.

AUSTRALIA

13. Australian Journal of Applied Science. Chippendale.

AUSTRIA

14. Allgemeine Bauzeitung. Wien.
15. Zement und Beton. Wien.
16. Anzeiger der Mathematischen Naturwissenschaftlichen Klasse der Akademie der Wissenschaften. Wien.
17. Österreichscihe Dokumentation auf den Gebiete des Bauwesens und der Architektur. Wien.
18. Zeitschrift des Österreichischen Ingenieur- und Architekten Verein. Wien.
19. Auswahlliste der Neuerwerbungen der Technischen Hochschule Bibliothek. Wien.

BELGIA

20. Publication A.B.E.M. Bruxelles.
21. Revue de l'Université de Bruxelles. Bruxelles.
22. Bulletin Technique. Bruxelles.
23. Revue de la Societé Royal des Ingénieurs et des Industriels. Bruxelles.
24. Revue générale des Sciences appliquées. Bruxelles.
25. Mededeelingen uit het Natuurkundig Laboratorium der Universiteit te Gent. Gent.
26. Mécanic électrotechnique & applications électroniques. Bruxelles.
27. Publications de l'Association des Ingénieurs de la Faculté Polytechnique de Mons. Mons.
28. Bulletin des Sociétés chimiques Belges. Bruxelles.
29. A.C.E.C. Revue. Charleroi.
30. Memoires des C.E.R.E.S. Liége.
31. Revue A.T.B. (Acta Tecnica Belgica) Metallurgie. Mons.

BRAZILIA

32. Boletin da Universidade do Parana. Curitiba.
33. Boletin da Centro Brasileiro de Pesquisas Fisicas. Rio de Janeiro.
34. Boletin de sociedade de matematica. Sao-Paulo.

R. P. BULGARIA

35. Referativnii Biulleten. Tehnika promîslennosti i stroitelstva i transporta. Sofia.
36. Referativnîi biuleten. Himia i himiceskaia tehnologhiia. Sofia.
37. Naucini trudove. Russe.
38. Annuaire de l'Institut de mécanique appliquée et d'électrotechnique. Sofia.
39. Bilgarski Knigopis. Sofia.
40. Letopis na periodicinaia peciat. Sofia.
41. Fiziko-matematiceskii spisanie. Sofia.

CANADA

42. The Engineering Journal. Montreal.
43. Transactions of the Royal Society of Canada. Ottawa.
44. Ontario Hidro-Research News. Toronto.
45. Research Council of Alberta. Edmonton.

COLUMBIA

46. Revista de la Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga.

CUBA

47. Revista de la Universidad de Oriente. Santiago de Cuba.

R. S. CEHOSLOVACĂ

48. Casopis pro pestovani matematiky. Praha.
49. Czehoslovak Mathematical Journal. Praha.
50. Applicace matematiky. Praha.
51. Rozpravy CSAV. Rada Techniczkyh Ved. Praha.
52. Sbornik Vedeckycg Praci visoke skoly Banske v Ostrave. Ostrava.
53. Collection of Czehoslovak chemical Communications. Olomouc.
54. Elektrotechnicky casopis. Bratislava.
55. Strojnicky casopis. Bratislava.
56. Spisky pirodovedecke faculty University v Brno. Brno.
57. Czehoslovak Motor Review. Plzen.
58. Strojirenstvi. Praha.
59. Le monde scientifique. Praha.
60. Commentationes mathematicae Universitatis Carolinae. Praha.
61. Sbornik Vedeczkych prac strojniczkej fakulty. Bratislave.
62. Sbornik vysoke skoly dopravni. Ziline.
63. Sbornik vysokoho uceni Technickeho v Brne. Brno.

R. P. CHINEZĂ

64. Journal of the Harbin Polytechnical University. Harbin.
65. Science Record. Peking.
66 Sciencia Sinica. Peking.
67. Chinese journal of civil engineering. Peking.
68. Science abstracts of China. Technical Series. Peking.

DANEMARCA

69. Meddelelse. Kopenhavn.
70. Acta Polytechnica Scandinavica. Seria mechanical engineering și civil engineering. Kopenhavn.

ELVEȚIA

71. Bulletin Sécheron. Genève.
72. Brown Boweri Mitteilungen. Baden.
73. Dissertationen der Eidgenössischen Technischen Hochschule. Zürich.
74. Microtecnic. Lausanne.
75. Zeitschrift für Schweisstechnik. Zürich.
76. Technique Suisse. Lausanne.

FINLANDA

77. Commentationes Physico-Mathematicae. Helsinki.
78. Acta Academiae Aboensis, Mathematica et Physica. Abo.

FRANȚA

79. Cahiers du Centre scientifique et technique du batiment. Paris.
80. Annales de la Faculté des Sciences de Marseille. Marseille.
81. La houille blanche. Grenoble.
82. Bulletin de la Société Géologique de France. Paris.
83. Comptes Rendu sommaire des seances de la société géologique de France. Paris.
84. Revue d'Optique theoretique et instrumentale. Paris.
85. Annales de L'Institut téchnique du batiment et des travaux publics. Paris.
86. Annales de l'Institut Fourrier. Grenoble.
87. Bulletin de Documentation. Sèvre.
88. Bulletin du Cercle d'Etudes des Mataux. Saint-Etienne.
89. Aciers speciaux. Paris.

R. D. GERMANĂ

90. Freiberger Forschungshefte. Freiberger.
91. Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Dresden. Dresden.
92. Monatsberichte der Deutschen Akademie der Wissenschaften zu Berlin. Berlin.
93. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Architektur und Bauwesen. Weimar.
94. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Bauwesen. Leipzig.
95. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Bauwesen. Cottbus.
96. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Elektrotechnik. Ilmenau.
97. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Maschinenbau. Karl-Marx-Stadt.
98. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Schwermaschinenbau. Magdeburg.
99. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Verkehrswesen. Dresden.
100. Wissenschaftliche Zeitschrift der Karl-Marx-Universität, Leipzig.
101. Wissenschaftliche Zeitschrift der Friedrich Schiller Universität. Jena.
102. Wissenschaftliche Zeitschrift der Humboldt Universität. Berlin.
103. Wissenschaftliche Zeitschrift der Universität. Rostock.
104. Wissenschaftliche Zeitschrift der Universität. Greifswald.

R. F. GERMANĂ

105. Nachrichten der Akademie der Wissenschaften. Göttingen.
106. Sitzungsberichte der Mathematisch-Naturwissenschaftlichen Klassen der Bayerische Akademie der Wissenschaften. München.
107. Abhandlungen der Braunschweigischen Wissenschaftlichen Gesellschaft. Braunschweig.
108. Dissertationen der Technischen Hochschule Hannover. Hannover.
109. Dissertationen der Technischen Hochschule Karlsruhe.
110. Jahrbuch der Technischen Hochschule. München.
111. Dissertationen der Technischen Hochschule. Stuttgart.
112. Schriften des Naturwissenschaftlichen Verein für Schleswig-Holstein. Kiel.
113. Hessische Landes Hochschul Dissertationen. Darmstadt.
114. Jahresbericht des Physikalischen Vereins. Frankfurt/Main.
115. Natur und Volk. Frankfurt/Main.
116. Dissertationen der Technischen Universität. Berlin.
117. Dissertationen der Mathematisch-Naturwissenschaftliche Facultät. Münster/Westfalen.
118. Sitzungsberichte der Physikalischen Sozietät zu Erlangen.

INDIA

119. Journal of scientific and Industrial Research. Seria a, b, c, d. New-Delhi.
120. Central Glass & Ceramic Bulletin. Calcutta.
121. Magazine of College of Engineering. Poona.
122. Science & Engineering. Calcutta.
123. Indian Journal of Physics. Calcutta.
124. Journal of the Institution of Engineers. Calcutta.
125. Bulletin of the Institute of Engineers, Calcutta.
126. Bibliography of Scientific Publications, of South & South East Asia. New-Delhi.
127. Digest of the Institution of Engineers. Bombay.
128. The Journal of the Madras Institute of Technology. Chromepet Post.

ITALIA

129. Annali delle Scuola Normale Superiore di Pisa.
130. Bibliografia italiana di Elettrotecnica. Padova.
131. Annali della Universita di Ferrara. Ferrara.
132. I.C.C. Bulletin. Roma.
133. Bulletin del' Instituto per le applicazioni del Calcolo. Roma.
134. Rendi Conti del Seminario matematico dell' Universita di Padova.
135. Rendiconti dell' Academia delle Science fisiche e matematiche Napoli.
136. Conferenze del Seminario di Matematica dell' Universita di Bari.
137. Rendiconti del Seminario della Facolta di scienze. Cagliari.
138. Le matematiche. Catania.
139. Publicazione del Facolta d'ingegneria dell' Universita di Genova. Genova.

I.P.T. 13

ERATĂ

Pag.	Rîndul	În loc de:	Se va citi:	Din vina:
5	8	Φ.	E.	Redacției
8	26	E7inzfluss	Einfluss	„
17	2	Cu^{+}'	Cu^{+},	Tipografiei
20	12	Cu^{+}/Cu^{+}	Cu^{+2}/Cu^{+}	„
21	22	Claritatea	Calitatea	Autorului
46	1 jos	$\leqslant (\mid Q-Q_0 \mid Q_0)\,100$	$\leqslant (\mid Q-Q_0 \mid /Q_0)\,100$	Tipografiei
48	7	$\Delta\tau/\Delta\tau$	$\Delta\tau_i/\Delta\tau$	Autorului
50	4	$\Delta\tau_i\Delta\tau<0{,}5$	$\Delta\tau_i/\Delta\tau<0{,}5$	„
102	1 jos	$k=ks$	$K=K$	„
114	11	$Q_{real}Q_{măs}$	$Q_{real}=Q_{măs}$	„
117	9	force	puissance	„
128	11	$-\frac{t_4}{S}$ s	$-\frac{t_4}{T}$ s	„
149	6 jos	i_h	i_{h_2}	Tipografiei
166	5	$I_2=$	$I'_2=$	Autorului
167	15	$\rho=$	$\delta=$	„
168	fig. 3	I_0	$I=$	„
180	rel. (3)	r_l	r_l	Tipografiei
182	9	1* ←— 2	1* ←|— 2	Autorului

F 7414 (sect.)
063

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tom 7 (22) Fasc. 2

IULIE — DECEMBRIE 1962

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tom 7 (22) Fasc. 2

IULIE — DECEMBRIE 1962

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. Ing. GH. SILAȘ (redactor responsabil), prof. Ing. C. AVRAM, conf. Ing. T. DORDEA, prof. Dr. C. DRĂGULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R., prof. O. EM. GHEORGHIU, prof. Ing. V. GHEORGHIU, prof. Ing. D. MATEESCU, prof. dr. Ing. C. MIKLOȘI, membru al Academiei R.P.R., prof. Dr. I. NANU, prof. dr. Ing. ȘT. NĂDĂȘAN, membru corespondent al Academiei R.P.R., prof. Ing. M. RĂDOI.

Toate manuscrisele trimise spre a fi publicate în Buletin vor fi adresate tovarășului profesor GH. SILAȘ „Institutul Politehnic Timișoara", Republica Populară Română, cu mențiunea „Pentru Buletin".

Tous les manuscrits destinés à paraitre dans le „Buletin" seront adressés a M. le Prof. GH. SILAȘ, Institut Polytechnique de Timișoara, République Populaire Roumaine, avec la mention „pour le Buletin".

Все рукописи присылаемые для опубликования в »Бюллтене« адресовать на имя проф. Г. СИЛАШ, Политехнический Институт в Тимишоаре, Румыньская Народная Республика, с примечением »для Бюллетеня«.

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIŞOARA

Seria II, Tom 7 (21) fasc. 2 iunie—decembrie 1962

SUMAR:

Pag.

I. MATEMATICI — FIZICA — MECANICA

O. EM. GHEORGHIU — Generalizări ale ecuaţiei funcţionale a lui J. Aczél 217

V. A GUSEV (IVANOVO U.R.S.S.) — Asupra unei generalizări a derivatelor areolare 223

II. CHIMIE

M. BOCIORT — Influenţa solventului asupra cineticii mutarotaţiei *d*-glucozei 239

V. COCHECI, I. HORESCU, I. PIRVU, R. TAUBERT, FR. WINTER — Contribuţii la studiul procesului de limpezire a apei 249

C. DRĂGULESCU, P. TRIBUNESCU, I. MENESSY — Obţinerea oxidului de beriliu din ocurente regionale de beril 257

GH. FACSKO, R. MINGES — Utilizarea contribuţiei argintului cu acidul 4-sulfonamido-benzoic, ca reactiv de oxidare în mediu alcalin . . 265

E. KIMMEL, R. GROPŞIANU, A. COTOŞMAN, F. CLAICI — Contribuţie la studiul parametrilor care influenţează calitatea plumbatului de calciu 269

I. NANU, V. BOBOESCU: Studiul capacităţii modificatoare a unor răşini alchil-fenol-formaldehidice 277

Pag.

III. ŞTIINŢE TEHNICE

M. BĂNĂRESCU, TR. RAÏCA, M. TRUŞCULESCU, N. LEMNEANU — Studiul formării amestecului explosiv la motorul S.R. 101 în vederea consumului de combustibil 287

V. BERINDEANU, M. TRUŞCULESCU — Studiul vibraţiilor torsionale ale unei linii de arbori de la un motor marin montat pe un vas de 1100 tw 295

FR. KOVACS, B. HOROVITZ, A. DREUCEANU, L. BAGIU, I. SPOREA — Unele concluzii asupra măsurării profilelor în evidenţă ale roţilor dinţate la maşinile unelte, fabricate la „Înfrăţirea" Oradea . . 307

ST. ROSINGER, I. MICŞA — Instalaţie pentru ambutisarea hidraulică . 319

PL. ANDRONESCU, A. HELER — Măsurarea inducţiei magnetice de zecimi de gauss 325

B. OPRENDEK, W. LÖWENFELD — Asupra cuplajelor transformatorice transmiţătoare de impulsuri 337

E. POP, S. CRIŞAN — Contribuţiuni la studiul şi calculul amplificatoarelor diferenţiale alimentate în curent alternativ 353

C. ŞORA — Unele aspecte privind alegerea mărimilor caracteristice independente ale cuadripolului electric 363

C. AVRAM, I. FILIMON — Influenţa dimensiunilor probelor şi a calităţii betonului asupra plasticizării parţiale a zonei întinse de beton la elementele încovoiate din beton simplu 375

D. MATEESCU, D. ROŞU — Înălţimea optimă a grinzilor continui sudate cu inima plină 387

M. PAUNESCU — Despre consumul de energie folosit în procesul de înfigere a elementelor prin vibrare 403

GH. SILAŞ, M. PAUNESCU, I. GROŞANU, L. N. BRINDEU — Contribuţii la studiul şi proiectarea maşinilor vibropercutante folosite la la înfigerea piloţilor 413

НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия 2, Том 7 (21) Июнь—декабрь 1962

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

I. МАТЕМАТИКА — ФИЗИКА — МЕХАНИКА

О. ЕМ. ГИОРГИУ — Обобщения функционального уравнения М. Ж. Ацеля 217

В. А. ГУСЕВ (Иваново СССР) — Об одном обобщении ареолярных производных 223

II. — ХИМИЯ

М. БОЧОРТ — Влияние растворителя на кинетику мутаротации *d*-глюкозы 239

В. КОКЕЧ, И. ХОРЕСКУ, И. ПЫРВУ, Р. ТАУБЕРТ, ФР. ВИНТЕР: — К изучению процесса осветления воды 249

К. ДРЭГУЛЕСКУ, П. ТРИБУНЕСКУ, И. МЕНЕССИ — Получение окиси берилия из отечественных руд 257

Г. ФАЧКО, Р. МИНГЕС — Применение соединения серебра с 4-сульфонамидо-бензойной кислотой в качестве окисляющего реактива в щелочной среде 265

Е. КИММЕЛ, Р. ГРОПШИАНУ, А. КОТОШМАН, Ф. КЛАИЧ — К исследованию параметров вляющих на качество свинцового кальция 269

И. НАНУ, В. БОБОЕСКУ — Исследование преобразующей способности алкил-фенол-формальдегидовых смол 277

Стр.

III — ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ.

М. БЭНЭРЕСКУ, ТР. РАЙКА, М. ТРУШКУЛЕСКУ, Н. ЛЕМНЯНУ — Исследование орбазования взрывчатой смеси для двигатедя SR—101 с целью снижения расхода горючего . . . 287

В. БЕРИНДЯНУ, М. ТРУШКУЛЕСКУ, — Изучение крутильных вибраций линии валов морского двигателя, установленного на судне в 1100 tw 295

ФР. КОВАЧ, Б. ХОРОВИЦ, А. ДРЕУЧАНУ, Л. БАДЖИУ И. СПОРЯ — Некоторые выводы основанные на измерении профилей шевронных зубчатых колес, используемых в станках изготовленных заводом »Инфрациря« в Орадии 307

СТ. РОЗИНГЕР, И. МИКША — Установка для гидравлической штамповии 319

ПЛ. АНДРОНЕСКУ, А. ХЕЛЕР — Измерение магнитной индукции в десяты долях Гаусса 325

Б. ОПРЕНДЕК, В. ЛЕВЕНФЕЛЬД — О соединении трансформаторов передатчиков импульсов 337

Е. ПОП, С. КРИШАН — К изучению расчету дифференциальных питаемых переменным током 353

К. ШОРА — Некоторые соображения по выбору характерных независимых величин электрического четырехполюсника . . . 363

К. АВРАМ, И. ФИЛИМОН : Влияние размеров образцов и качества бетона на частичную пластификацию растянутой зоны в изгибаемых бетонных элементах 375

Д. МАТЕЕСКУ, Д. РОШУ — Оптимальная высота сплошных сварных балок с полной сердцевиной 387

М. ПЭУНЕСКУ — К расходу энергии при вибропогружении элементов 403

Г. СИЛАШ, М. ПЭУНЕСКУ, И. ГРОШАНУ, Л. Н. БРЫНДЕУ — К исследованию и проектированию виброударных машин для погружения свай 413

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMISOARA

II-a série, tome 7 (21) fasc. 2 juin-décembre 1962

SOMMAIRE

Page

I. MATHÉMATIQUE — PHYSIQUE — MÉCANIQUE

O. EM. GHEORGHIU — Généralisations de l'équation fonctionnele de J. Aczél 217

V. A. GUSEV (IVANOVO U.R.S.S.) — Sur une généralisation des dérivées aréolaires 223

II. CHIMIE

M. BOCIORT — Influence du solvent sur la cinétique de la mutarotation *d*- de la glucose 239

V. COCHECI, I. HORESCU, I. PIRVU, R. TAUBERT, F. WINTER — Contributions à l'étude du processus de la clarification de l'eau . . 249

Q. DRAGULESCU, P. TRIBUNESCU, I. MENESSY — Obtention de l'oxyde de béryllium d'occurences régionales de béryl . . . 257

GH. FACSKO, R. MINGES — Utilisation de la combinaison de l'argent avec l'acide 4 sulfonamido-benzoïque comme réactif d'oxydation en milieu alcalin 265

E. KIMMEL, R. GROPŞIANU, A. COTOŞMAN, F. CLAICI — Contributions à l'étude des paramètres influent sur la qualité de plombate de calcium 269

I. NANU, V. BOBOESCU — Etude sur la capacité modificatrice de certaines résines alkyl-phénol-formaldéhydique 277

Page

III. SCIENCES TECHNIQUES

M. BANARESCU, TR. RAICA, M. TRUŞCULESCU, N. LEMNEANU — Etude de la formation de mélange explosif au moteur SR 101 en vue de la réduction de la consumation de combustible 287

V. BERINDEANU, M. TRUŞCULESCU — Etude des vibrations torsionnelles d'une ligne d'arbres d'un moteur marin monté sur un vaisseau de 1100 tw 295

FR.KOVACS, B. HOROVITZ, A. DREUCEANU, L. BAGIU, I. SPOREA — Quelques conclusions sur la mesure des profils en évidence des roues dentées des machines-outils fabriquée à l'usine „Înfrăţirea" d'Oradea 307

ST. ROSINGER, I. MICŞA — Installation pour embontissage hydraulique 319

PL. ANDRONESCU, A. HELER — Mesure de l'induction magnétique de dixiémes de Gauss 325

B. OPRENDEK, W. LÖWENFELD — Sur les couplages transformateurs transmetteurs d'impulsions 337

E. POP, S. CRIŞAN — Contributions à l'étude et calcul des amplificateurs différentiels alimentés en courant alternatif 353

C. ŞORA — Quelques aspects concernant le choix des grandeurs caractéristique indépendantes du quadripôle electrique 363

C. AVRAM, I. FILIMON — Influence des dimensions des épreuves et de la qualité de béton sur la plastification partielle de la zone etendue de béton aux éléments flécis en béton simple 375

D. MATEESCU, D. ROŞU — La hauteur optima des pontres continues à âme pleine soudées 387

M. PAUNESCU — Sur la consommation d'énergie utilisée dans le processus d'enfoncement des éléments par vibration 403

GH. SILAŞ, M. PAUNESCU, I. GROŞANU, L. N. BRINDEU — Contributions à l'étude et projét de machines vibropercutantes utilisées pour enforcer les pilots 413

GENERALIZĂRI ALE ECUAȚIEI FUNCȚIONALE A LUI J. ACZÉL

DE

OCT. EM. GHEORGHIU

Lucrare prezentată la redacție la 4 aprilie 1962

Intr-o lucrare publicată acum cîțiva ani J. Aczél [1] a stabilit corect ecuația unei probleme pusă de Strauss, și a soluționat această ecuație funcțională prin funcții reale, strict monotone, de o variabilă reală.

1. In prima parte din această comunicare scriem ecuația funcțională a lui J. Aczél pentru cazul cînd funcția cercetată depinde de mai multe variabile independente. Pentru ușurința scrierii s-au luat numai 3 variabile independente, raționamentele se pot extinde ușor la cazul a n variabiie independente

Fie

$$f(x_1, y_1, z_1)+f(x_2, y_2, z_2)-f(x_1, y_1, z_1)\cdot f(x_2, y_2, z_2)=$$

$$=f\left(\frac{x_1+x_2}{1+x_1x_2}, \frac{y_1+y_2}{1+y_1y_2}, \frac{z_1+z_2}{1+z_1z_2}\right) \tag{1}$$

ecuația funcțională a lui J. Aczél generalizată la funcții reale măsurabile de 3 variabile reale, definite pe o mulțime D, tridimensională, din care nu fac parte mulțimile bidimensionale

$$\{x^2-1=0\}, \quad \{y^2-1=0\}, \quad \{z^2-1=0\}.$$

Dacă introducem funcția

$$\varphi(\xi_1, \eta_1, \zeta_1)=f(x_1, y_1, z_1) \tag{2}$$

unde

$$\xi_1=\frac{1-x_1}{1+x_1}, \quad \eta_1=\frac{1-y_1}{1+y_1}, \quad \zeta_1=\frac{1-z_1}{1+z_1}$$

atunci (1) devine

$$\varphi(\xi_1, \eta_1, \zeta_1)+\varphi(\xi_2, \eta_2, \zeta_2)-\varphi(\xi_1, \eta_1, \zeta_1)\cdot\varphi(\xi_2, \eta_2, \zeta_2)=$$

$$=\varphi(\xi_1\cdot\xi_2, \eta_1\cdot\eta_2, \zeta_1\cdot\zeta_2). \tag{3}$$

Dacă introducem funcţia

$$\Phi(\xi_1, \eta_1, \zeta_1) = 1 - \varphi(\xi_1, \eta_1, \zeta_1) \tag{4}$$

atunci ecuaţia funcţională (1) prin (3) şi (4) devine o ecuaţie funcţională tip Cauchy

$$\Phi(\xi_1, \eta_1, \zeta_1) \cdot \Phi(\xi_2, \eta_2, \zeta_2) = \Phi(\xi_1 \cdot \xi_2, \eta_1 \cdot \eta_2, \zeta_1 \cdot \zeta_2) \tag{5}$$

Soluţia generală măsurabilă a acestei ecuaţii funcţionale este

$$\Phi(\xi_1, \eta_1, \zeta_1) = 0, \quad |\xi_1|^m \cdot |\eta_1|^n \cdot |\zeta_1|^p, \quad \operatorname{sg}\xi_1 |\xi_1|^m \cdot |\eta_1|^n \cdot |\zeta_1|^p,$$

$$\operatorname{sg}\eta_1 |\xi_1|^m \cdot |\eta_1|^n \cdot |\zeta_1|^p, \quad \operatorname{sg}\zeta_1 |\xi_1|^m \cdot |\eta_1|^n \cdot |\zeta_1|^p,$$

$$\operatorname{sg}\xi_1 \operatorname{sg}\eta_1 |\xi_1|^m \cdot |\eta_1|^n \cdot |\zeta_1|^p, \quad \operatorname{sg}\xi_1 \operatorname{sg}\zeta_1 |\xi_1|^m \cdot |\eta_1|^n \cdot |\zeta_1|^p,$$

$$\operatorname{sg}\eta_1 \operatorname{sg}\zeta_1 |\xi_1|^m \cdot |\eta_1|^n \cdot |\zeta_1|^p, \quad \operatorname{sg}\xi_1 \operatorname{sg}\eta_1 \operatorname{sg}\zeta_1 |\xi_1|^m \cdot |\eta_1|^n \cdot |\zeta_1|^p.$$

Revenind la ecuaţia funcţională (1) care generalizează ecuaţia funcţională a lui J. Aczél, avem următoarea soluţie generală măsurabilă pe D din care s-au îndepărtat mulţimile bidimensionale

$$\{x^2-1=0\}, \quad \{y^2-1=0\}, \quad \{z^2-1=0\}.$$

$$f(x,y,z) = 1; \quad 1 - \left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m \cdot \left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n \cdot \left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;$$

$$1 - \operatorname{sg}(1-x^2) \left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m \cdot \left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n \cdot \left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;$$

$$1 - \operatorname{sg}(1-y^2) \left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m \cdot \left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n \cdot \left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;$$

$$1 - \operatorname{sg}(1-z^2) \left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m \cdot \left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n \cdot \left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p; \tag{7}$$

$$1 - \operatorname{sg}(1-x^2)(1-y^2) \left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m \cdot \left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n \cdot \left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;$$

$$1 - \operatorname{sg}(1-x^2)(1-z^2) \left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m \cdot \left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n \cdot \left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;$$

$$1 - \operatorname{sg}(1-y^2)(1-z^2) \left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m \cdot \left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n \cdot \left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;$$

$$1 - \operatorname{sg}(1-x^2)(1-y^2)(1-z^2) \left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m \cdot \left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n \cdot \left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p$$

unde constantele arbitrare m, n, p aparţin mulţimii numerelor reale.

Interpretarea geometrică a ecuaţiei (1) funcţionale este: pe suprafaţa $u = f(x,y,z)$ din spaţiul S_4 considerăm triplete de puncte

$$M_1(x_1, y_1, z_1, u_1), \quad M_2(x_2, y_2, z_2, u_2), \quad M_3\left(\frac{x_1+x_2}{1+x_1x_2}, \frac{y_1+y_2}{1+y_1y_2}, \frac{z_1+z_2}{1+z_1z_2}, u_3\right)$$

între valorile u_1, u_2, u_3 avem relația

$$u_1 \cdot u_2 = \frac{u_1+u_2-u_3}{1+1-1}.$$

Adică media geometrică între u_1 și u_2 este egală cu media ponderată a valorilor u_1, u_2, u_3, ponderile fiind respectiv 1, 1, —1.

2. In partea a doua extindem ecuația funcțională (1) la cazul a 3 funcții $f_1(x,y,z)$, $f_2(x,y,z)$, $f_3(x,y,z)$, care verifică ecuația

$$f_1(x_1,y_1,z_1)+f_2(x_2,y_2,z_2)-f_1(x_1,y_1,z_1)f_2(x_2,y_2,z_2)=$$

$$=f_3\left(\frac{x_1+x_2}{1+x_1x_2}, \frac{y_1+y_2}{1+y_1y_2}, \frac{z_1+z_2}{1+z_1z_2}\right). \tag{8}$$

Dacă introducem funcțiile

$$\begin{aligned} F(x,y,z)&=1-f_1(x,y,z)\\ G(x,y,z)&=1-f_2(x,y,z)\\ H(x,y,z)&=1-f_3(x,y,z) \end{aligned} \tag{9}$$

atunci (8) devine

$$F(x_1,y_1,z_1)\,G(x_2,y_2,z_2)=H\left(\frac{x_1+x_2}{1+x_1x_2}, \frac{y_1+y_2}{1+y_1y_2}, \frac{z_1+z_2}{1+z_1z_2}\right) \tag{10}$$

In baza principiului simetriei deducem că funcțiile F, G, H, sînt proporționale între ele și folosind calea din § 1 obținem soluția generală măsurabilă pentru (8) și care este asemănătoare cu (7), adică următoarea

$$\left.\begin{array}{l} f_1(x,y,z)=1;\quad 1-A\cdot\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;\\ 1-\mathrm{sg}\,(1-x^2)\,A\cdot\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;\\ 1-\mathrm{sg}\,(1-y^2)\cdot A\cdot\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;\\ 1-\mathrm{sg}\,(1-z^2)\cdot A\cdot\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;\\ \quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\ 1-\mathrm{sg}\,(1-x^2)(1-y^2)(1-z^2)\cdot A\cdot\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-y}{1+z}\right|^p;\quad C_1\\ f_2(x,y,z)=1;\quad 1-B\cdot\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;\\ \quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\ 1-\mathrm{sg}\,(1-x^2)(1-y^2)(1-z^2)\,B\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;\quad C_2 \end{array}\right\} \tag{11}$$

$$\left.\begin{aligned} f_3(x,y,z)=1;\quad & 1-AB\cdot\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;\\ & \cdots\cdots\cdots\cdots\\ & 1-\mathrm{sg}(1-x^2)(1-y^2)(1-z^2)AB\left|\frac{1-x}{1+x}\right|^m\cdot\left|\frac{1-y}{1+y}\right|^n\cdot\left|\frac{1-z}{1+z}\right|^p;\\ & C_1+C_2-C_1C_2. \end{aligned}\right\}$$

unde A, B, C_1, C_2, m, n, p sînt constante arbitrare reale. (In ecuaţia funcţională (8) se iau pentru cele 3 funcţii aceleiaşi expresii din (11), adică nu se combină soluţiile între ele.)

In particular cînd $A=1$, $B=1$, $C_1=1$, $C_2=1$ cele 3 funcţii din (11) devin identice şi valorile lor sînt cele date în (7).

3. In această ultimă parte scriem o ecuaţie funcţională cu o singură funcţie de o variabilă reală, în care ecuaţie intră şi constante reale şi prin particularizarea constantelor regăsim ecuaţia funcţională a lui J. Aczél ($m=-1$, $n=1$, $p=1$).

Fie

$$f(x)+f(y)-pf(x)f(y)=f\left(\frac{x+y+(m+n)xy}{1-mnxy}\right). \tag{12}$$

Pentru soluţionare luăm

$$\varphi(t)=f(x) \quad \text{unde} \quad t=\frac{1+mx}{1+nx} \tag{13}$$

atunci (12) devine

$$\varphi(t)+\varphi(\tau)-p\varphi(t)\varphi(\tau)=\varphi(t\cdot\tau). \tag{14}$$

Dacă introducem funcţia (cînd $p\neq 0$)

$$\Phi(t)=1-p\varphi(t) \tag{15}$$

ecuaţia funcţională (14) devine de tip Cauchy

$$\Phi(t)\cdot\Phi(\tau)=\Phi(t\cdot\tau)$$

şi care are soluţia generală măsurabilă

$$0;\quad \mathrm{sg}\,t\,|t|^\alpha;\quad |t|^\alpha,\quad \alpha=\text{real}.$$

Soluţia generală măsurabilă a ecuaţiei funcţionale (12) este în ipoteza $p\neq 0$

$$f(x)=\frac{1}{p};\quad \frac{1}{p}\left[1-\mathrm{sg}(1+mx)(1+nx)\left|\frac{1+mx}{1+nx}\right|^\alpha\right];\quad \frac{1}{p}\left[1-\left|\frac{1+mx}{1+nx}\right|^\alpha\right] \tag{16}$$

iar în ipoteza $p=0$

$$f(x)=A\log\left|\frac{1+mx}{1+nx}\right|. \tag{17}$$

Constantele m, n, p sînt date, iar α şi A sînt constante arbitrare reale. Funcţia $f(x)$ din (16) sau (17) este definită pe mulţimea numerelor reale din care s-au îndepărtat punctele $1+mx=0$ şi $1+nx=0$.

ОБОБЩЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ М. Ж. АЦЕЛЯ.

(РЕЗЮМЕ)

Автор предлагает общие решения функциональных уравнений (1), (8) и (12), которые содержат только произвольные постоянные.

GÉNÉRALISATIONS DE L'ÉQUATION FONCTIONNELLE DE M. J. ACZÉL .

(RÉSUMÉ)

L'auteur donne pour les équations fonctionelles (1), (8) et (12) les solutions générales mesurables qui introduisent seulement de constantes arbitraires.

BIBLIOGRAFIE

1. J. Aczél, Wiss. Z., Humboldt–Univ. Berlin, Math. Nat. R. Jg. VII, nr. 4, 1957/58, pag. 439–443.
2. Oct. Em. Gheorghiu, Bul. şt. şi teh. Inst. Polit. Timişoara, t. 5 (19), fasc. 1–2, 1960, p. 193–194.

ОБ ОДНОМ ОБОБЩЕНИИ АРЕОЛЯРНЫХ ПРОИЗВОДНЫХ

В. А. ГУСЕВ

Lucrare primită la redacţie în noiembrie 1962

§ 1. ФОРМАЛЬНЫЕ ПРОИЗВОДНЫЕ 1-ГО ПОРЯДКА

Пусть $p(x, y)$, $q(x, y)$ — однозначные функции класа C^1 (D) для некоторой области D плоскости x, y[1]). Считаем эти функции или действительными, или комплексными, или гиперкомплексными и, в последнем случае, предполагаем, что значения этих функций в области D являются элементами какой-нибудь ассоциативной, коммутативной алгебры с единицей над полем комплексных чисел. Такую алгебру обозначаем в дальнейшем алгеброй A, её единицу обозначим 1.

Полагаем

$$\delta = p_1 q_2 - p_2 q_1 \tag{1.1}$$

$\left(p_1 = \frac{\partial p}{\partial x},\ p_2 = \frac{\partial p}{\partial y}\right.$ и аналогично для всех рассматриваемых функций$\left.\right)$.

Будем всегда предполагать, что в области D существует δ^{-1} [2]). При этих условиях назовем формальными частными производными $\frac{\partial f}{\partial p}$ и $\frac{\partial f}{\partial q}$ какой-било функции $f(x, y)$ класса C^1 (D) такие функции от x, y, которые определяются в области D из системы:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial x} &= \frac{\partial f}{\partial p} p_1 + \frac{\partial f}{\partial q} q_1 \\ \frac{\partial f}{\partial y} &= \frac{\partial f}{\partial p} p_2 + \frac{\partial f}{\partial q} q_2 \end{aligned}\right\} \tag{1.2}$$

Откуда

$$df \equiv \frac{\partial f}{\partial x} dx + \frac{\partial f}{\partial y} dy = \frac{\partial f}{\partial p} dp + \frac{\partial f}{\partial p} dq; \tag{1.3}$$

[1]) Через C^k (D) обозначаем класс функций от независимых переменных x, y, имеющих в области D непрерывные частные производные до порядка K включительно. При $K=0$ имеем класс всех функций, непрерывных в области D.

[2]) Во всем дальнейшем буквами p, q обозначаем только указанные функции, а буквой D указанную область.

$$\frac{\partial f}{\partial p} = \delta^{-1}\left(q_2\frac{\partial}{\partial x} - q_1\frac{\partial}{\partial y}\right) f$$
$$\frac{\partial f}{\partial q} = \delta^{-1}\left(p_1\frac{\partial}{\partial x} - p_2\frac{\partial}{\partial y}\right) f \qquad (1.4)$$

(функция f может быть, например, действительной, хотя бы функции p, q были и гиперкомплексными).

Эти формальные производные можно рассматривать как некоторые существенные обобщения, так называемых, ареолярных производных (о последних см., например, [1]).

В самом деле, согласно Н. Теодореску ([1], стр. 697), мы скажем, что функция $f(z)$ комплексного переменного $z=x+iy$ однозначная и непрерывная в области D, имеет ареолярную производную $\varphi(z_0)$ в точке $z_0 \in D$, если всякому числу $\varepsilon > 0$ соответствует такое число $\tau > 0$, что, каков бы ни был контур γ, замкнутый, простой и кусочно-гладкий, ограничивающий область Δ ($\Delta \in D$), расположенную в круге $C_\tau(z_0)$ радиуса τ и с центров z_0, получим

$$\left| \frac{\frac{1}{2\pi i}\oint_\gamma f(z)\,dz}{\frac{1}{\pi}\omega} - \varphi(z_0) \right| < \varepsilon,$$

где ω — площад Δ. При этом число $\varphi(z_0)$ не должно зависеть от выбора указанного контура γ. Это число $\varphi(z_0)$ и есть ареолярная производная от функции $f(z)$ в точке z_0. Если $f(z) \in C^1(D)$, то $\varphi(z) = \frac{\partial f}{\partial \bar{z}}$ ($\bar{z} = x - iy$). Заметим, теперь, что сохраняя все введенные обозначения, имеем

$$\oint_\gamma f dp = \iint_\Delta \left(\frac{\partial f}{\partial x}p_2 - \frac{\partial f}{\partial y}p_1\right) d\omega; \quad \oint_\gamma q dp = \iint_\Delta (q_1 p_2 - q_2 p_1)\, d\omega; \qquad (1.5)$$

откуда

$$\left(\frac{\partial f}{\partial q}\right)_{z_0} = \lim_{\tau\to 0} \frac{\oint_\gamma f dp}{\oint_\gamma q dp} \qquad (1.6)$$

аналогично

$$\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right)_{z_0} = \lim_{\tau\to 0} \frac{\oint_\gamma f dq}{\oint_\gamma p dq}. \qquad (1.7)\ ^1)$$

[1]) Можно исходить из более общего определения ареолярных производных, пользуясь формулами (1.6) и (1.7), в которых интегралы понимаются в смысле Стилтьеса, и не предполагая, что функции p, q и f класса $C^1(D)$, однако, в настоящей работе ограничимся случаем функций класса $C^1(D)$.

Таким образом, введенные нами формальные производные являются обобщением ареолярных производных. Далее заметим, что если в области D имеем $\frac{\partial f}{\partial p}=0$, то из (1.3) получим в этой области

$$df=\frac{\partial f}{\partial q}dq,$$

а это означает, что функция f есть моногенная в смысле В. С. Федорова относительно функции q в области D (см. [2], [3], [4]) и в этом случае условимся писать $f=f[q;D]$, $\frac{\partial f}{\partial q}=f'[q;D]$. Аналогично в D имеем $f=f[p;D]$ (т. е. f — моногенная относительно pbD) в том и только том случае, если $\frac{\partial f}{\partial q}=0$ bD. Тогда $\frac{\partial f}{\partial p}=f'[p;D]$. Приведем аналог известной теоремы Морера:

Теорема 1. Если для всякого замкнутого простого и кусочногладкого контура $\gamma\subset D$ имеем при f, $p\in C^1(D)$:

$$\oint_{\gamma} f\,dp=0$$

тогда

$$f=f[p;D]$$

Доказательство. Из условия теоремы и (1.6) следует, что в D $\frac{\partial f}{\partial q}=0$, а отсюда имеем (1.8). Теорема доказана.

Замечание. Аналогично доказывается утверждение, что если в условиях теоремы имеем $\oint_{\gamma} f\,dq=0$, то $f=f[q;D]$. Отметим основные свойства формальных производных 1-го порядка.

1°. $\frac{\partial q}{\partial p}=0$; $\frac{\partial p}{\partial q}=0$; $\frac{\partial p}{\partial p}=1$; $\frac{\partial p}{\partial q}=1$.

2°. $\frac{\partial}{\partial p}(f_1+f_2)=\frac{\partial f_1}{\partial p}+\frac{\partial f_2}{\partial p}$; $\frac{\partial}{\partial q}(f_1+f_2)=\frac{\partial f_1}{\partial q}+\frac{\partial f_2}{\partial q}$.

3°. $\frac{\partial}{\partial p}(f_1\cdot f_2)=f_2\frac{\partial f_1}{\partial p}+f_1\frac{\partial f_2}{\partial p}$; $\frac{\partial}{\partial q}(f_1\cdot f_2)=f_2\frac{\partial f_1}{\partial q}+f_1\frac{\partial f_2}{\partial q}$;

$$\frac{\partial}{\partial p}(f_1\cdot f_2\cdot\ldots\cdot f_n)=f_2\cdot\ldots\cdot f_n\frac{\partial f_1}{\partial p}+\ldots+f_1\cdot\ldots\cdot f_{n-1}\frac{\partial f_n}{\partial p};$$

$$\frac{\partial f^m}{\partial p}=mf^{m-1}\frac{\partial f}{\partial p}\quad m=2,\ 3,\ldots$$

4°. $\frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{f_1}{f_2}\right)=\frac{1}{f_2^2}\left(f_2\frac{\partial f_1}{\partial p}-f_1\frac{\partial f_2}{\partial p}\right)$; $\frac{\partial}{\partial q}\left(\frac{f_1}{f_2}\right)=\frac{1}{f_2^2}\left(f_2\frac{\partial f_1}{\partial q}-f_1\frac{\partial f_2}{\partial q}\right)$.

$$5^\circ.\ \frac{\partial}{\partial p}(e^f)=e^f\frac{\partial f}{\partial p},\quad \frac{\partial}{\partial q}(e^f)=e^f\frac{\partial f}{\partial q},\quad \left(e^f=\sum_{m=0}^{\infty}\frac{f^m}{m!}\right).$$

$$6^\circ.\ \frac{\partial}{\partial p}(f(\varphi))=\frac{\partial}{\partial\varphi}(f(\varphi))\frac{\partial\varphi}{\partial p};\quad \frac{\partial}{\partial q}(f(\varphi))=\frac{\partial}{\partial\varphi}(f(\varphi))\frac{\partial\varphi}{\partial q}.$$

$$\begin{aligned}&7^\circ.\ \frac{\partial}{\partial p}f[q;\ D]\cdot p^k=f[q;\ D]\cdot k\cdot p^{k-1}\quad (K=1,2,\ldots)\\ &\frac{\partial}{\partial q}f[p;\ D]\cdot q^m=f[p;\ D]\cdot m\cdot q^{m-1}\quad (m=1,2,\ldots).\end{aligned}\tag{1.9}$$

Пусть $P=ap+bq$; $Q=a_1P+b_1q$; $a,\ b,\ a_1,\ b_1=\text{const}\in A$. Полагаем

$$\Delta\equiv\begin{vmatrix}a & b\\ a_1 & b_1\end{vmatrix},\quad R\equiv\begin{vmatrix}P_1 & Q_1\\ P_2 & Q_2\end{vmatrix}=\Delta\cdot\delta.$$

Предполагаем, что Δ^{-1} существует, а потому, очевидно, существует R^{-1} в области D, в которой можем поэтому определить формальные производные

$$\frac{\partial p}{\partial P},\ \frac{\partial p}{\partial Q},\ \frac{\partial q}{\partial P},\ \frac{\partial q}{\partial Q},\ \frac{\partial f}{\partial P},\ \frac{\partial f}{\partial Q};\quad (f\in C^1(D)),$$

причем, как легко видеть;

$$\begin{aligned}&\frac{\partial f}{\partial P}=\frac{\partial f}{\partial p}\frac{\partial p}{\partial P}+\frac{\partial f}{\partial q}\frac{\partial q}{\partial P}=\Delta^{-1}\left(b_1\frac{\partial f}{\partial p}-a_1\frac{\partial f}{\partial q}\right)\\ &\frac{\partial f}{\partial Q}=\frac{\partial f}{\partial p}\frac{\partial p}{\partial Q}+\frac{\partial f}{\partial q}\frac{\partial q}{\partial Q}=\Delta^{-1}\left(a\frac{\partial f}{\partial q}-b\frac{\partial f}{\partial p}\right).\end{aligned}\tag{1.10}$$

§ 2. ФОРМАЛЬНЫЕ ПРОИЗВОДНЫЕ ВЫСШИХ ПОРЯДКОВ

Пусть $p,\ q,\ f\in C^2(D)$. Тогда определяем формальные частные производные $\frac{\partial^2 f}{\partial p^2},\ \frac{\partial^2 f}{\partial q^2},\ \frac{\partial^2 f}{\partial p\partial q}\ \frac{\partial^2 f}{\partial q\partial p}$ из системы:

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial f}{\partial p}&=\frac{\partial^2 f}{\partial p^2}p_1+\frac{\partial^2 f}{\partial p\partial q}q_1\\ \frac{\partial}{\partial y}\frac{\partial f}{\partial p}&=\frac{\partial^2 f}{\partial p^2}p_2+\frac{\partial^2 f}{\partial p\partial q}q_2\\ \frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial f}{\partial q}&=\frac{\partial^2 f}{\partial q\partial p}p_1+\frac{\partial^2 f}{\partial q^2}q_1\\ \frac{\partial}{\partial y}\frac{\partial f}{\partial q}&=\frac{\partial^2 f}{\partial q\partial p}p_2+\frac{\partial^2 f}{\partial q^2}q_2\end{aligned}\right\}\tag{2.1}$$

Откуда

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p^2}=\delta^{-1}\left(q_2\frac{\partial}{\partial x}-q_1\frac{\partial}{\partial y}\right)\frac{\partial f}{\partial p};\quad \frac{\partial^2 f}{\partial q^2}=\delta^{-1}\left(p_1\frac{\partial}{\partial y}-p_2\frac{\partial}{\partial x}\right)\frac{\partial f}{\partial q}$$
$$\frac{\partial^2 f}{\partial p\partial q}=\delta^{-1}\left(p_1\frac{\partial}{\partial y}-p_2\frac{\partial}{\partial p}\right)\frac{\partial f}{\partial p};\quad \frac{\partial^2 f}{\partial q\partial p}=\delta^{-1}\left(q_2\frac{\partial}{\partial x}-q_1\frac{\partial}{\partial y}\right)\frac{\partial f}{\partial q}. \tag{2.2}$$

Таким образом, согласно определению формальных производных 1-го порядка в § 1, имеем :

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p^2}=\frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{\partial f^2}{\partial p}\right);\quad \frac{\partial^2 f}{\partial p\partial q}=\frac{\partial}{\partial q}\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right);$$
$$\frac{\partial^2 f}{\partial q\partial p}=\frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{\partial f}{\partial q}\right);\quad \frac{\partial^2 f}{\partial q^2}=\frac{\partial}{\partial q}\left(\frac{\partial f}{\partial q}\right).$$

Аналогично определяется формальные частные производные порядка $n>2$ в случае функций p, q и f класса $C^n(D)$ и будем обозначать $f^{k,\,n-k}\equiv$ $\equiv\dfrac{\partial^n f}{\partial p^k\partial q^{n-k}}$.

Теорема 2. Имеем в D :

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p\partial q}=\frac{\partial^2 f}{\partial q\partial p} \tag{2.3}$$

Доказательство. В области D имеем из (1.2) в случае $f,\ p,\ q\in C^2(D)$;

$$\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)=\frac{\partial f}{\partial p}p_{12}+\frac{\partial f}{\partial q}q_{12}+p_1\frac{\partial}{\partial y}\frac{\partial f}{\partial p}+q_1\frac{\partial}{\partial y}\frac{\partial f}{\partial q}$$
$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)=\frac{\partial f}{\partial p}p_{21}+\frac{\partial f}{\partial q}q_{21}+p_2\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial f}{\partial p}+q_2\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial f}{\partial q}, \tag{2.4}$$

а потому

$$p_1\frac{\partial}{\partial y}\frac{\partial f}{\partial p}-p_2\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial f}{\partial p}=q_2\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial f}{\partial q}-q_1\frac{\partial}{\partial y}\frac{\partial f}{\partial q},$$

откуда из (2.2)

$$(p_1q_2-p_2q_1)\frac{\partial^2 f}{\partial p\partial q}=(p_1q_2-p_2q_1)\frac{\partial^2 f}{\partial q\partial p},$$

а отсюда и следует (2.3) в области D, так как, по условию, δ^{-1} существует в этой области.

Теорема доказана.

§ 3. ОБОБЩЕННЫЕ АРЕОЛЯРНЫЕ ПОЛИНОМЫ (НА ПЛОСКОСТИ)

Как известно ([1], стр. 700), ареолярным полиномом порядка n в области D называется выражение вида :

$$\sum_{k=0}^{n}h_k(z)\bar{z}^k, \tag{3.1}$$

где функции $h_k(z)$ — голоморфные функции комплексного переменного $z=x+iy$ в области D $(K=0,\ldots,n-1)$ и где $z=x-iy$. Необходимый и достаточный признак того, что функция $f(z)$ имеет выражение (3.1) в D, есть равенство нулю ареолярной производной $(n+1)$-го порядка от этой функции в указанной области. Аналогом этой теоремы является следующая

Теорема 3. 1) Если имеем

$$\frac{\partial^{n+1} f}{\partial q^{n+1}} = 0; \quad (x, y) \in D \tag{3.2}$$

тогда получим

$$f = \sum_{k=0}^{n} h_k q^k; \; h_k = h_k[p; D], \; (x, y) \in D \tag{3.3}$$

2) Наоборот, из (3.3) следует (3.2).

Доказательство. Как было показано в § 1, равенство $\frac{\partial f}{\partial p} = 0$ в области D равносильно моногенности f относительно p в этой области. Таким образом, теорема доказана для $n=0$. Допустим теперь, что теорема верна для $n=m$ и докажем ее справедливость для $n=m+1$. В самом деле, пусть имеем (в области D) :

$$\frac{\partial \varphi}{\partial q} = 0 \quad \left(\varphi \equiv \frac{\partial^{m+1} f}{\partial q^{m+1}}\right). \tag{3.4}$$

Тогда $\varphi = \varphi[p; D]$ и следовательно,

$$\frac{\partial^{m+1} f}{\partial q^{m+1}} = \varphi[p; D]$$

откуда, в силу (1.9), получим

$$\frac{\partial^{m+1}}{\partial q^{m+1}} \left(f - \varphi[p; D] \frac{q^{m+1}}{(m+1)!}\right) = 0.$$

Но для $n=m$ предположили теорему верной, а потому из последнего равенства следует, что функция f имеет в области D вид :

$$f - \varphi[p; D] \frac{q^{m+1}}{(m+1)!} \sum_{k=0}^{m} = h_k[p; D] q^k \tag{3.5}$$

и очевидно, что из (3.5) следует (3.4). Тем самым теорема верна для $n=m+1$.

Теорема доказана.

Следствие. Общее решение дифференциального уравнения (в формальных производных) (3.2) имеет вид (3.3), где h_k -любые функции, моногенные относительно $p (k=0, \ldots . n)$.

§ 4. АНАЛОГ ФОРМУЛЫ ТЕЙЛОРА

Пусть $f, p, q \in C^{\tau+1}(D)$, $\tau = 1, 2, \ldots$ Возьмем в области D две какие-нибудь точки A и B и рассмотрим интеграл

$$I_\tau^i \equiv \int_A^B f^{i,\tau-1}\, d(\alpha^i \beta^{\tau-1}); \quad \left(f^{i,\tau-1} \equiv \frac{\partial^2 f}{\partial p^i \partial q^{\tau-i}}; \quad i = 0, \ldots, \tau;\right.$$

$$\left.\alpha = \alpha(x, y) = p(x, y) - p(B), \quad \beta = \beta(x, y) = q(x, y) - q(B)\right),$$

$\int_A^B$ означает здесь и ниже криволинейный интеграл по заданной кусочно-гладкой кривой L, расположенной в области D и соединяющей точки A и B, (x, y) — текущая точка кривой L. Имеем

$$f^{i,\tau-i}\, d(\alpha^i \beta^{\tau-i}) = d(f^{i,\tau-i} \alpha^i \beta^{\tau-i}) - \alpha^i \beta^{\tau-i}\, df^{i,\tau-i}$$

$$df^{i,\tau-i} = \frac{\partial^{\tau+1}}{\partial p^{i+1} \partial q^{\tau-i}}\, d\alpha + \frac{\partial^{\tau+1} f}{\partial p^i \partial q^{\tau+1-i}}\, d\beta$$

отсюда

$$I_\tau^i \equiv \int_A^B d(f^{i,\tau-i} \alpha^i \beta^{\tau-i}) - \int_A^B \left(f^{i,\tau+1,\tau-i} \beta^{\tau-i}\, d\frac{\alpha^{i+1}}{i+1} + f^{i,\tau+1-i} \alpha^i d\frac{\beta^{\tau+1-i}}{\tau+1-i}\right),$$

имеем

$$I_\tau^i \equiv (-)^{\tau-1} (f^{i,\tau-i})_A (\Delta p)^i (\Delta q)^{\tau-i} - \int_A^B \left(f^{i+1,\tau-i} \beta^{\tau-i} d\frac{\alpha^{i+1}}{i+1} + f^{i,\tau+1-i} \alpha^i d\frac{\beta^{\tau+1-i}}{\tau+1-i}\right)$$

$$(\Delta p = p(B) - p(A); \quad \Delta q = q(B) - q(A)).$$

Положим

$$\Phi_\tau = \sum_{i=0}^{\tau} f^{i,\tau-i} C_\tau^i d(\alpha^i \beta^{\tau-i}), \quad \left(C_\tau^i = \frac{\tau!}{i!(\tau-i)!}\right).$$

Тогда

$$\int_A^B \Phi_\tau = -(-)^\tau \sum_{i=0}^{\tau} (f^{i,\tau-i})_A (\Delta p)^i (\Delta q)^{\tau-i} C_\tau^i -$$

$$-\int_A^B \sum_{i=0}^{\tau} f^{i+1,\tau-i} \frac{\tau!}{(i+1)!(\tau-i)!} \beta^{\tau-i} d\alpha^{i+1} - \int_A^B \sum_{i=0}^{\tau} f^{i,\tau+1-i} \frac{\tau!}{i!(\tau+1-i)!} \alpha^i d\beta^{\tau+1-i}$$

Преобразуем выражения, стоящие под интегралами

$$\sum_{i=0}^{\tau} f^{i+1,\tau-i} \frac{\tau!}{(i+1)!(\tau-i)!} \beta^{\tau-i} d\alpha^{i+1} \equiv \sum_{j=1}^{\tau+1} f^{j,\tau+1-j} \frac{\tau!}{j!(\tau+1-j)!} \beta^{\tau+1-j} d\alpha^j$$

$$\sum_{i=0}^{\tau} f^{i,\tau+1-i} \frac{\tau!}{i!(\tau+1-i)!} \alpha^i d\beta^{\tau+1-i} \equiv f^{0,\tau+1} \frac{\tau!}{(\tau+1)!} d\beta^{\tau+1} +$$

$$+ \sum_{j=1}^{\tau} f^{j,\tau+1-j} \frac{\tau!}{j!(\tau+1-j)!} \alpha^j d\beta^{\tau+1-j}.$$

Сумма этих сумм примет вид :

$$\sum_{j=1}^{\tau} f^{j,\tau+1-j}\frac{\tau!}{j!(\tau+1-j)!}d(\alpha^j\beta^{\tau+1-j})+f^{\tau+1,0}\frac{\tau!}{(\tau+1)!}(d\alpha^{\tau+1})+$$

$$+f^{0,\tau+1}\frac{\tau!}{(\tau+1)!}d(\beta^{\tau+1})=\frac{1}{\tau+1}\Phi_{\tau+1}.$$

Поэтому

$$\int_A^B\Phi_\tau=(-)^{\tau-1}\psi_\tau-\frac{1}{\tau+1}\int_A^B\Phi_{\tau+1}, \tag{4.1}$$

$$\left(\psi_\tau\equiv\sum_{i=0}^{\tau}(f^{i,\tau-i})_A(\Delta p)^i(\Delta q)^{\tau-i}C_\eta^i\right)$$

причем при $\tau=1$ имеем $\Phi_1=f^{1,0}d\alpha+f^{0,1}d\beta$; т. е. $\Phi_1=df$;

$$\int_A^B\Phi_1=f(B)-f(A)$$

Для $\tau=1,\ldots,m$ из (4.1) получим

$$\int_A^B\Phi_1=\psi_1-\frac{1}{2!}\int_A^B\Phi_2$$

$$-\frac{1}{2!}\int_A^B\Phi_2=\frac{1}{2!}\psi_2+\frac{1}{3!}\int_A^B\Phi_3$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$(-)^{m-1}\frac{1}{m!}\int_A^B\Phi_m=\frac{1}{m!}\psi_m+(-)^m\frac{1}{(m+1)!}\int_A^B\Phi_{m+1}$$

Откуда

$$\int_A^B\Phi_1=\psi_1+\frac{1}{2!}\psi_2+\ldots+\frac{1}{m!}\psi_m+(-)^m\frac{1}{(m+1)!}\int_A^B\Phi_{m+1}$$

или

$$f(B)=f(A)+\sum_{\tau=1}^{m}\frac{1}{\tau!}\sum_{i=0}^{\tau}(f^{i,\tau-i})_AC_\tau^i(\Delta p)^i(\Delta q)^{\tau-i}+R_m, \tag{4.2}$$

$$R_m=(-)^m\frac{1}{(m+1)!}\int_A^B\sum_{i=0}^{m+1}f^{i,m+1-i}C_{m+1}^id(\alpha^i\beta^{m+1-i}),$$

причем

$$d(\alpha^i\beta^{m+1-i})=i\alpha^{i-1}\beta^{m+1-i}dp+(m+1-i)\alpha^i\beta^{m-i}dq.$$

Формула (4.2) дает разложение функции f по формуле, аналогичной обычной формуле Тейлора.

§ 5. О НЕКОТОРЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЯХ В ЧАСТНЫХ ПРОИЗВОДНЫХ

Решим уравнение

$$\left.\begin{array}{c}\tilde{\Delta} f=0 \\ \left(f \in C^2(D);\ \tilde{\Delta} \equiv \frac{\partial^2}{\partial p^2}+\frac{\partial^2}{\partial q^2}\right)\end{array}\right\} \tag{5.1}$$

Лемма 1. Пусть $p,\ q \in C^2(D);\ f, \varphi \in C^1(D)$.

В таком случае выражение:

$$\omega \equiv f dp+\varphi dq$$

будет полным дифференциалом (по переменным x, y) в области D в том только и том случае, если

$$\frac{\partial f}{\partial q}=\frac{\partial \varphi}{\partial p};\ (x, y) \in D \tag{5.2}$$

Доказательство. Имеем

$$\omega=\left(f \frac{\partial p}{\partial x}+\varphi \frac{\partial q}{\partial x}\right) dx+\left(f \frac{\partial p}{\partial y}+\varphi \frac{\partial p}{\partial y}\right) dy$$

и ω будет полным дифференциалом в D в том и только том случае, если в этой области

$$\frac{\partial f}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial \varphi}{\partial y} \frac{\partial q}{\partial x}=\frac{\partial f}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial \varphi}{\partial x} \frac{\partial q}{\partial y} \tag{5.3}$$

но равенство (5.3) равносильно равенству (5.2) на основании (1.4).

Лемма доказана.

Лемма 2. Пусть $f,\ \varphi,\ p,\ q \in C^1(D)$

Полагаем $P=p+jq,\ Q=p-jq,\ F=f+j\varphi,\ j^2=-1$ [1])

Будем иметь $F=F[P; D]$ в том и только том случае, если в D:

$$\frac{\partial f}{\partial p}=\frac{\partial \varphi}{\partial q};\ \frac{\partial f}{\partial q}=-\frac{\partial \varphi}{\partial p} \tag{5.4}$$

---

[1]) Пусть $p, q, f, \varphi \in A$. Строим другую алгебру $\tilde{A}$, алгебру упорядоченных пар (a, b), $(a, b$ — любые элементы алгебры $A)$ со следующими правилами действий: равенство $(a, b)=(c, d)$ означает, что

$$a=c,\ \ b=d$$

$$(a, b)+(c, d)=(a+c,\ b+d)$$

$$(a,\ b) \cdot (c, d)=(ac-bd,\ ad+bc)$$

Введя обозначения $(a, o)=a;\ (0,1)=j$ получим:

$$(a, b)=a+jb;\ \ j^2=-1 \quad ([2], \text{стр. } 105)$$

Доказательство. Имеем в силу (1.10)

$$\frac{\partial F}{\partial Q}=\frac{\partial}{\partial p}(f+j\varphi)\cdot\frac{1}{2}+\frac{\partial}{\partial q}(f+j\varphi)\cdot\left(-\frac{1}{2}\right) \tag{5.5}$$

Но $F=F\,[P, D]$ в том и только том случае, если в D

$$\frac{\partial F}{\partial Q}=0 \quad (\S\ 1),$$

а последнее уравнение равносильно системе (5.4) в силу (5.5). Лемма доказана.

Замечание. Будем пользоваться далее обозначениями:

$$f=R(f+j\varphi), \quad \varphi=I(f+j\varphi).$$

Теорема 4. Пусть $p, q\in C^2(D)$

Имеем:

1°. Если F — любая функция, моногенная по P в D и класса $C^2(D)$, тогда $f=R(F)$ удовлетворяет в D уравнению (5.1).

2°. Для каждого решения f уравнения (5.1) в односвязной области D (где $f\in C^2(D)$) найдется такая функция $\varphi\in C^2(D)$, что функция $f+j\varphi$ будет моногенной по P в области D.

Доказательство. 1°. Для всякой функции $F\in C^2(D)$, $F=F\,[P, D]$ имеем в D систему (5.4), где $f=R(F)$, $\varphi=I(F)$. Отсюда, очевидно получим в D: $\tilde{\Delta}f=0$.

2°. Пусть в D имеем $\tilde{\Delta}f=0$, $f\in C^2(D)$. В таком случае, в силу леммы 1, выражение

$$\omega=-\frac{\partial f}{\partial q}dp+\frac{\partial f}{\partial p}dq$$

будет в D полным дифференциалом (по x, y)[1]

Строим в области D функцию

$$\varphi\equiv\varphi(x, y)=\int_{x_0, y_0}^{x, y}\omega$$

и получим

$$d\varphi=-\frac{\partial f}{\partial q}dp+\frac{\partial f}{\partial p}dp, \tag{5.6}$$

а так как из (5.6) следует:

$$\frac{\partial f}{\partial x}=-\frac{\partial f}{\partial q}p_1+\frac{\partial f}{\partial p}q_1$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial y}=-\frac{\partial f}{\partial q}p_2+\frac{\partial f}{\partial p}q_2$$

---

[1]) Так как $\frac{\partial}{\partial q}\left(-\frac{\partial f}{\partial q}\right)=\frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right)$ в силу уравнения (5.1).

то, в силу самого определения формальных производных (§ 1), получим

$$\frac{\partial\varphi}{\partial p}=-\frac{\partial f}{\partial q};\quad \frac{\partial\varphi}{\partial q}=\frac{\partial f}{\partial p}$$

а тогда $f+j\varphi$ есть моногенная по P в D (лемма 2). Теорема доказана.

Переходим теперь к интегрированию с помощью формальных производных некоторых линейных дифференциальных уравнений в частных производных по переменным x и y. Предварительно выразим формальные производные $\frac{\partial^2 f}{\partial p^2}$ и $\frac{\partial^2 f}{\partial q^2}$ через частные производные функции f по x и y. Из (1.2) следует, что для всех $f,\ p,\ q\in C^2(D)$ получим

$$f_{ik}=\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right)_k p_i+\left(\frac{\partial f}{\partial q}\right)_k q_i+\frac{\partial f}{\partial p}p_{ik}+\frac{\partial f}{\partial q}q_{ik};\quad (i,k=1,2)$$

или, в силу (2.1)

$$f_{ik}=\frac{\partial^2 f}{\partial p^2}p_k p_i+\frac{\partial^2 f}{\partial p\partial q}q_k p_i+\frac{\partial^2 f}{\partial q\partial p}p_k q_i+\frac{\partial^2 f}{\partial q^2}q_k q_i+\frac{\partial f}{\partial p}p_{ik}+\frac{\partial f}{\partial q}q_{ik}\qquad (5.7)$$

$$(i,k=1,2)$$

Полагая теперь для всякой функции $z\in C^2(D)$

$$\tilde{P}(z)\equiv p_2^2 z_{11}-2p_1p_2z_{12}+p_1^2z_{22};\quad \tilde{Q}(z)\equiv q_2^2z_{11}-2q_1q_2z_{12}+q_1^2z_{22};$$

$$M(z)=\tilde{P}(z)+\tilde{Q}(z)$$

и из (5.7) найдем без труда:

$$\begin{aligned}\tilde{P}(f)&=\frac{\partial^2 f}{\partial q^2}\delta^2+\tilde{P}(p)\frac{\partial f}{\partial p}+\tilde{P}(q)\frac{\partial f}{\partial q}\\ \tilde{Q}(f)&=\frac{\partial^2 f}{\partial p^2}\delta^2+\tilde{Q}(p)\frac{\partial f}{\partial p}+\tilde{Q}(q)\frac{\partial f}{\partial q}\end{aligned}\qquad (5.8)$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p^2}+\frac{\partial^2 f}{\partial q^2}=\frac{1}{\delta^2}\left\{M(f)-M(p)\frac{\partial f}{\partial p}-M(q)\frac{\partial f}{\partial q}\right\}\qquad (5.9)$$

Рассматриваем теперь некоторые дифференциальные уравнения, в которых всегда обозначаем через f искомую, через $a,\ b,\ c$ — известные функции от $x,\ y$.

Теорема 5. Имеем дифференциальное уравнение вида:

$$\left.\begin{aligned}&L(f)\equiv af_{11}-2bf_{12}+cf_{22}=0\\ &(f\in C^2(D);\quad a,b,c\in C^1(D);\quad \text{в области } D:\\ &a^{-1}\text{существует и } ac=b^2).\end{aligned}\right\}\qquad (5.10)$$

Необходимый и достаточный признак равносильности в области уравнения (5.10) и уравнения

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p^2} = 0 \tag{5.11}$$

состоит в том, что найдутся функции p, $q \in C^2(D)$ со следующими свойствами в этой области:

1°. p и q решения уравнения (5.10)

2°. δ^{-1} — существует

3°. q_2^{-1} — существует

4. $aq_1 = bq_2$.

Доказательство. I Необходимость.

Пусть имеются такие p и q, что уравнения (5.10) и (5.11) равносильны в области D, тогда в этой области должны иметь:

1) δ^{-1} — существует

2) $q_2^2 = \lambda a$; $q_1 q_2 = \lambda b$; $q_1^2 = \lambda c$ $(\lambda, \lambda^{-1} \in A)$ откуда получим сразу условия 3°, 4°

3) Уравнение (5.11) имеет, очевидно, решения $f = p$, $f = q$ значит лучим условие 1°.

II. Достаточность.

Пусть в области D выполнены условия 1°—4°, тогда в этой области получим из 4°

$$abq_1 = b^2 q_2 = acq_2,$$

$$bq_1 = cq_2; \quad q_1^2 = \frac{c}{a} q_2^2; \quad q_1 q_2 = \frac{b}{a} q_2^2$$

откуда и из (5.8) имеем:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p^2} = \frac{q_2^2}{a\delta^2}\left(L(f) - L(p)\frac{\partial f}{\partial p} - L(q)\frac{\partial f}{\partial q}\right),$$

а потому, в силу 1°,

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p^2} = \frac{q_2^2}{a\delta^2} L(f)$$

и мы придем к равносильности уравнений (5.10) и (5.11) в области D в силу условий 2°, 3°.

Замечание.

Если $ac \neq b^2$ хоть в одной точке области D, то в этой области уравнения

$$L(f) = af_{11} - 2bf_{12} + cf_{22} = 0; \quad \frac{\partial^2 f}{\partial p^2} = 0$$

где $a, b, c \in C^1(D)$

не могут быть равносильны. В самом деле, в противном случае имеем в области D, в силу (5.8),
$\delta^2\lambda a = q_2^2$; $\delta^2\lambda b = q_1 q_2$; $\delta^2\lambda c = q_1^2$ (λ^{-1}—существует) откуда получим $ac = b^2$. Аналогично, при равносильности уравнений (5.10) и (5.11) должны иметь $ac = b^2$ в области D.

ASUPRA UNEI GENERALIZĂRI A DERIVATELOR AREOLARE

(REZUMAT)

Fie x, y variabile reale şi $p(x, y)$, $f(x, y)$ — funcţii de clasa C^1 într-un domeniu D (aceste funcţii fiind reale, sau complexe, sau hipercomplexe relativ la o algebră A asociativă, comutativă şi avînd o unitate). Se presupune că în D există

$$\frac{1}{\delta} \equiv \frac{1}{\frac{\partial p}{\partial x}\frac{\partial q}{\partial y} - \frac{\partial q}{\partial x}\cdot\frac{\partial p}{\partial y}}$$

şi se definesc „derivatele formale" $\frac{\partial f}{\partial p}$ şi $\frac{\partial f}{\partial q}$ pentru un punct oarecare $Z_0 \in D$ în felul următor:

$$\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right)_{z_0} = \lim_{\gamma = z_0} \frac{\oint_\gamma f dp}{\oint_\gamma q dp}; \quad \left(\frac{\partial f}{\partial q}\right)_{z_0} = \lim_{\gamma} \frac{\oint_\gamma f dq}{\oint_\gamma p dq}$$

unde γ este o curbă simplă rectificabilă limitînd un domeniu Δ în ipoteza unei familii de curbe γ înconjurînd punctul Z_0 astfel ca Δ să fie închis într-un cerc cu centrul în Z_0 şi cu raza arbitrar de mică. Se definesc apoi pentru p, q, $f \in C^k$ $(k>1)$:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p^2} \equiv \frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right); \quad \frac{\partial^2 f}{\partial p \partial q} \equiv \frac{\partial}{\partial q}\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right); \quad \frac{\partial^2 f}{\partial q^2} \equiv \frac{\partial}{\partial q}\left(\frac{\partial f}{\partial q}\right), \ldots$$

Se poate remarca faptul că se poate, spre exemplu, lua $f(x, y)$ reală şi $p(x, y)$ şi $q(x, y)$ complexe sau hipercomplexe.

Autorul demonstrează următoarele teoreme:

1°) $\frac{\partial f}{\partial x}dx + \frac{\partial f}{\partial y}dy = \frac{\partial f}{\partial p}dp + \frac{\partial f}{\partial q}dq$; $\frac{\partial q}{\partial p} = 0$; $\frac{\partial p}{\partial q} = 0$; $\frac{\partial p}{\partial p} = 1$; $\frac{\partial q}{\partial p} = 1$

$$\frac{\partial (u+v)}{\partial p} = \frac{\partial u}{\partial p} + \frac{\partial v}{\partial p}; \quad \frac{\partial (uv)}{\partial p} = u\frac{\partial u}{\partial p} + v\frac{\partial u}{\partial p}.$$

2°) $\frac{\partial^2 f}{\partial p \partial q} = \frac{\partial^2 f}{\partial q \partial p} \equiv \frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{\partial f}{\partial q}\right)$.

3°) Condiția

$$\frac{\partial^{n+1} f}{\partial q^{n+1}} = 0 \quad (\text{în } D)$$

este echivalentă cu următoarea egalitate:

$$f = \sum_{k=0}^{n} h_k(x, y) \cdot q^k$$

unde funcțiile $h_k(x, y)$ sînt monogene în sensul lui Feodorov în raport cu $p(x, y)$ în $D (k = 0, 1, 2, \ldots, n)$.

4°) Pentru două puncte oarecare A, $B \in D$ se obține:

$$f(B) = f(A) + \sum_{\tau=1}^{m} \sum_{i=0}^{\tau} (f^{i, \tau-i}(A) \cdot \frac{(\Delta p)^i (\Delta q)^{\tau-i}}{i!\,(\tau-i)!} + R_m,$$

$$R_m = (-)^m \int_{R(L)}^{B} \sum_{i=0}^{m+1} \frac{f^{i, m+1-i}(x, y)}{i!\,(m+1-i)!}\, d(\alpha^i \beta^{m+1-i}),$$

unde

$$f^{i, \tau-i} \equiv \frac{\partial^\tau f}{\partial p^i \partial q^{\tau-i}}; \quad \Delta p = p(B) - p(A); \quad \Delta q = q(B) - q(A)$$

$$\alpha = p(x, y) - p(B); \quad \beta = q(x, y) - q(B), \quad (x, y) \in LCD$$

(L fiind o curbă rectificabilă).

5°) Funcția $f + j\varphi$, unde $j^2 = -1$, este monogenă în sensul lui Feodorov în raport cu $p + jq$, cu condiția necesară și suficientă următoare:

$$\frac{\partial f}{\partial p} = \frac{\partial \varphi}{\partial q}; \quad \frac{\partial f}{\partial q}; \quad \frac{\partial f}{\partial q} = -\frac{\partial f}{\partial p}$$

($f\varphi$, p, q fiind, în general, funcții hipercomplexe)

6°) Se pot rezolva ecuații diferențiale liniare cu derivate parțiale cu ajutorul „derivatelor formale", (se dau exemple).

SUR UNE GENERALISATION DES DERIVEES AREOLAIRES

(RÈSUMÈ)

Soient x, y les variables réelles, $p(x, y)$, $q(x, y)$, $f(x, x)$ — les fonctions de la classe C^1 dans un domaine D (ces fonctions étant réiles ou complexes, ou hypercomplexes pour un algèbre A associative, commutative et aiyant une unité). Nous supposons que dans D existe

$$\frac{1}{\delta} \equiv \frac{1}{\frac{\partial p}{\partial x}\frac{\partial q}{\partial y} - \frac{\partial q}{\partial x} \cdot \frac{\partial p}{\partial y}}$$

et nous allons définir les „derivées formelles“ $\frac{\partial f}{\partial p}$ et $\frac{\partial f}{\partial q}$ pour un point quelconque $Z_0 \in D$ de la manière suivante:

$$\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right)_{z_0} = \lim_{\gamma \to z_0} \frac{\oint_\gamma f dp}{\oint_\gamma q dp}; \quad \left(\frac{\partial f}{\partial q}\right)_{z_0} = \lim \frac{\oint_\gamma f dq}{\oint_\gamma p dq}$$

ou γ est une courbe simple rectifiable limitant un domaine Δ dans l'hypothèse d'une famille de courbes γ rassemblées autour de point Z_0 de maniére que Δ soit enfermé dans un cercle ayant son centre en Z_0 et un rayon arbitrairement petit. De même nous allons définir pour $p, q, f \in C^k (k > 1)$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial d^2} \equiv \frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right); \quad \frac{\partial^2 f}{\partial p \partial q} \equiv \frac{\partial}{\partial q}\left(\frac{\partial f}{\partial p}\right); \quad \frac{\partial^2 f}{\partial q^2} \equiv \frac{\partial}{\partial q}\left(\frac{\partial f}{\partial q}\right), \ldots$$

Il faut remarquer qu'on peut prendre, par exempl, $f(x, y)$ réelle et les fonctions p et q complexes ou hypercomplexes.

L'auteur pervient à démonstrer les théorèmes suivants:

1°) $\frac{\partial f}{\partial x} dx + \frac{\partial f}{\partial y} dy = \frac{\partial f}{\partial p} dp + \frac{\partial f}{\partial q} dq$; $\frac{\partial q}{\partial q} = 0$; $\frac{\partial p}{\partial p} = 0$; $\frac{\partial p}{\partial p} = 1$; $\frac{\partial q}{\partial q} = 1$.

$$\frac{\partial (u+v)}{\partial p} = \frac{\partial u}{\partial p} + \frac{\partial v}{\partial p}; \quad \frac{\partial (uv)}{\partial p} = u \frac{\partial v}{\partial p} + v \frac{\partial u}{\partial p}.$$

2°) $\frac{\partial^2 f}{\partial p \partial q} = \frac{\partial^2 f}{\partial q \partial p} \equiv \frac{\partial}{\partial p}\left(\frac{\partial f}{\partial q}\right)$.

3°) La condition

$$\frac{\partial^{n+1} f}{\partial q^{n+1}} = 0 \quad (\text{dans } D)$$

est équivalente à l'égalité suivante:

$$f = \sum_{k=0}^{n} h_k(x, y) \cdot q^k$$

où les fonctions $h_k(x, y)$ sont monogènes au sens de Féodorov par rapport: à p dans D $(k = 0, 1, \ldots, n)$.

4°) Pour deux points quelconques A, $B \in D$ on a:

$$f B) = f(A) + \sum_{\tau=1}^{m} \sum_{i=0}^{\tau} (f^{i, \tau - i}(A)) \cdot \frac{(\Delta p)^i (\Delta q)^{\tau - i}}{i!(\tau - i)!} + R_m,$$

$$R_m = (-)^m \int_{A\,(L)}^{B} \sum_{i=0}^{m+1} \frac{f^{i, m+1-i}(x, y)}{i!(m+1-i)!} d(\alpha^i \beta^{m+1-i}),$$

où

$$f^{i,\tau-i} \equiv \frac{\partial^\tau f}{\partial p^i \partial q^{\tau-i}}; \quad \Delta p = p(B) - p(A); \quad \Delta q = \Delta(B) - q(A)$$

$$\alpha = p(x,y) - p(B); \quad \beta = q(x,y) - a(B), \quad (x,y) \in LCD$$

(L étant une courbe rectifiable).

5°) La fonction $f+j\varphi$, où $j^2=-1$, est monogène au sens de Féodorov par rapport à $p+jq$ à condition nécessaire et suffisant suivante:

$$\frac{\partial f}{\partial p} = \frac{\partial \varphi}{\partial q}, \quad \frac{\partial f}{\partial q} = -\frac{\partial \varphi}{\partial p}$$

(f, φ, p, q étant, en général, hypercomplexes).

6°) On peut rêsoudre les équations différentielles linéaires aux derivées partielles à l'aide des „dérivées formelles" (les exemples sont donnés).

ЛИТЕРАТУРА

1. Nedelcu M., Théorie des polynômes aréolaires dans l'espace à m dimensions I. Le polynôme aréolaire de l'ordre 1. Rev. math. pures et appl. R.P.R., 4 nr. 4 697—723 (1959).
2. Федоров В. С., Об одном виде гиперкомплексных моногенных функций. Матем. сб. т. 50 (92), стр. 101—108, 1960.
3. Федоров В. С., Основные свойства обобщенных моногенных функций. Изв. высш. учебн. заведений. Математика № 6 (7), стр. 257—265, 1958
СССР Г. Иваново Энергетический институт кадоедра в. математики
4a. Gr. C. Moisil, Asupra unei generalizări a ideii de monogeneitate datorită lui V. S. Feodorov. Bul. Ştiinţ. Acad. R.P.R., seria A, 1 nr. 10 (1949), 959.
4b. Gr. C. Moisil, Despre funcţiile monogene în sensul V. S. Feodorov, cu observaţii de Viorica Ionescu-Cazimir. Bul. Ştiinţ. Acad. R.P.R., seria A, 2 nr. 7 (1950), 545.
5. Oct. Em. Gheorghiu, Extensiuni ale monogeneităţii lui V. S. Feodorov, Comunic. Acad. R.P.R., 2 nr. 11—12 (1952), 673—676.
6. Oct. Em. Gheorghiu, Asupra funcţiilor neomogene de variabilă ipercomplexă $\omega = x + \theta y + \theta^2 z$. Bul., Comunicări Ştiinţ. şi tehnice, Institutul Politehnic- Timişoara (1956).
7. Dan Pascali, Derivata F-areolara şi F-medie, Comun. R.P.R., 1960), 10 nr. 12, 1083—1086.

INFLUENȚA SOLVENTULUI ASUPRA CINETICII MUTAROTAȚIEI *d*-GLUCOZEI. INFLUENȚA SOLUȚIILOR APOASE DE ALCOOLI

DE

MARIANA POP BOCIORT

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

Studiul cinetic al mutarotației α-*d*-glucozei în β-*d*-glucoză și invers, în soluții apoase pînă la starea de echilibru, a fost inițiat de Urech [1] care, în 1885, aplică relația transformărilor monomoleculare curbelor de mutarotație, obținute din modificările în timp ale puterii rotatorii a planului luminii polarizate.

Contribuțiile unor serii de cercetători, printre care cele mai însemnate ale lui Hudson și Dalle din 1917 [2], au dus la concluzia că atît reacția necatalizată cît și cea catalizată sînt monomoleculare și de ordinul I, constanta de viteză calculată din datele experimentale reprezentînd suma constantelor de viteză k_α și k_β ale celor două modificări stereoizomere reversibile

$$\alpha\text{-}d\text{-glucoză} \underset{k_\beta}{\overset{k_\alpha}{\rightleftharpoons}} \beta\text{-}d\text{-glucoză}.$$

Influența temperaturii asupra mutarotației a fost sesizată încă în 1846 de Dubrunfaut, descoperitorul acestui fenomen. Nelson și Beegle semnalează că rotația la echilibru este independentă de temperatură, entalpia de reacție fiind nulă. Determinarea constantelor de viteză în mediu apos într-un interval de temperatură 0°—40 °C [2] a permis calcularea aproximativă cu ajutorul ecuației lui Arrhenius [3] a energiei de activare aparente și a coeficientului ei de temperatură.

Experiențele mai recente ale lui Kendrew și Moelwyn-Hughes [4] furnizează date mai precise în acest sens, precum și valori pentru constantele individuale de viteză k_α și k_β ale celor doi anomeri, prin intermediul constantei de echilibru.

In același timp a fost studiată acțiunea în mediu omogen a diferitelor substanțe donoare și acceptoare de protoni și s-a arătat că mutarotația glucozei reprezintă un caz tipic de cataliză generală prin acizi și baze, constanta de viteză k fiind o funcție a activității catalitice a acestora [5]

$$k = k_{apă} + k_H + [H_3O^+] + k_{OH^-}[OH^-] + k_a[AH] + k_b[A^-].$$

La 18 °C și *p*H cuprins între 4 și 6 acțiunea catalitică a ionilor de hidroniu și hidroxil devine neglijabilă, acționînd catalitic numai acidul nedisociat AH și anionul A^-.

In lipsa tuturor acestora, constanta de viteză determinată experimental nu este nulă. Ea caracterizează acțiunea exclusivă a apei pure asupra procesului de mutarotație. Se admite că în acest caz acționează autocatalitic însăși *d*-glucoza, care în soluție apoasă este un acid slab, constanta de aciditate calculată din capacitatea de a întîrzia saponificarea esterilor fiind $K = 6{,}6 \cdot 10^{-13}$. In solvenți în care acizii slabi nu sînt disociați, cum este acetona, nu se produce mutarotație.

Bazați pe aceste considerente ne-am propus să urmărim influența alcoolilor metilic, etilic și izopropilic în amestecuri apoase asupra cineticii mutarotației glucozei.

Intîrzierea mutarotației în alcool a fost observată încă de Dubrunfaut, care-l utilizează ca solvent pentru a înregistra cu mai mare precizie inițialul rotației optice. Cîteva determinări cinetice au fost făcute de Lowry și Trey în alcooli metilic și etilic, anhidri și apoși. In 1927 Richard, Lowry și Faulkner au determinat constantele de viteză ale mutarotației glucozei și ale derivatului său tetrametilat în soluții apoase de metanol și etanol în proporții variabile la temperatura de 20 °C, și au constatat că între constantele de viteză și constantele dielectrice ale solventului nu există un paralelism riguros [6].

In ultimul timp s-au obținut oarecari date asupra influenței concentrației alcoolului metilic și asupra acțiunii comparate a alcoolilor metilic, propilic și izopropilic de 80% asupra rotațiilor specifice ale zaharurilor reducătoare la temperatura obișnuită. Fără a se fi efectuat nici un calcul de ordin cinetic, aceste date cu totul incomplete ne indică că prezența alcoolului modifică timpul necesar pentru stabilirea echilibrului optic precum și rotația limită, care cresc cu concentrațiile în alcool în mai mare măsură pentru termenii inferiori. Deoarece coeficientul de viscozitate al soluțiilor apoase de alcool se mărește de la metanol spre propanol, trebuie căutată o explicație a schimbării vitezei de reacție în afara coeficientului de viscozitate. Cromatografia pe hîrtie nu prezintă nici o diferență între vitezele de migrare ale zaharurilor în apă și în soluții alcoolice. După Grandchamp e vorba de o simplă izomerizare optică a ozelor și ozidelor reducătoare, fără modificări profunde ale structurii moleculelor, respectiv al ordinului de reacție [8].

In această lucrare încercăm:

1. Să completăm cantitativ studiul cinetic al influenței alcoolilor metilic, etilic și izopropilic în amestec cu apa asupra mutarotației glucozei atît în ce privește natura alcoolului cît și compoziția amestecului.

2. Să urmărim influența temperaturii asupra procesului de mutarotație între 20°—50 °C și să verificăm valabilitatea ecuației lui Arrhenius în acest domeniu.

3. Să arătăm influența solventului asupra parametrilor din ecuația lui Arrhenius: energia de activare aparentă și factorul de frecvență și să verificăm dacă există o dependență liniară între aceste mărimi.

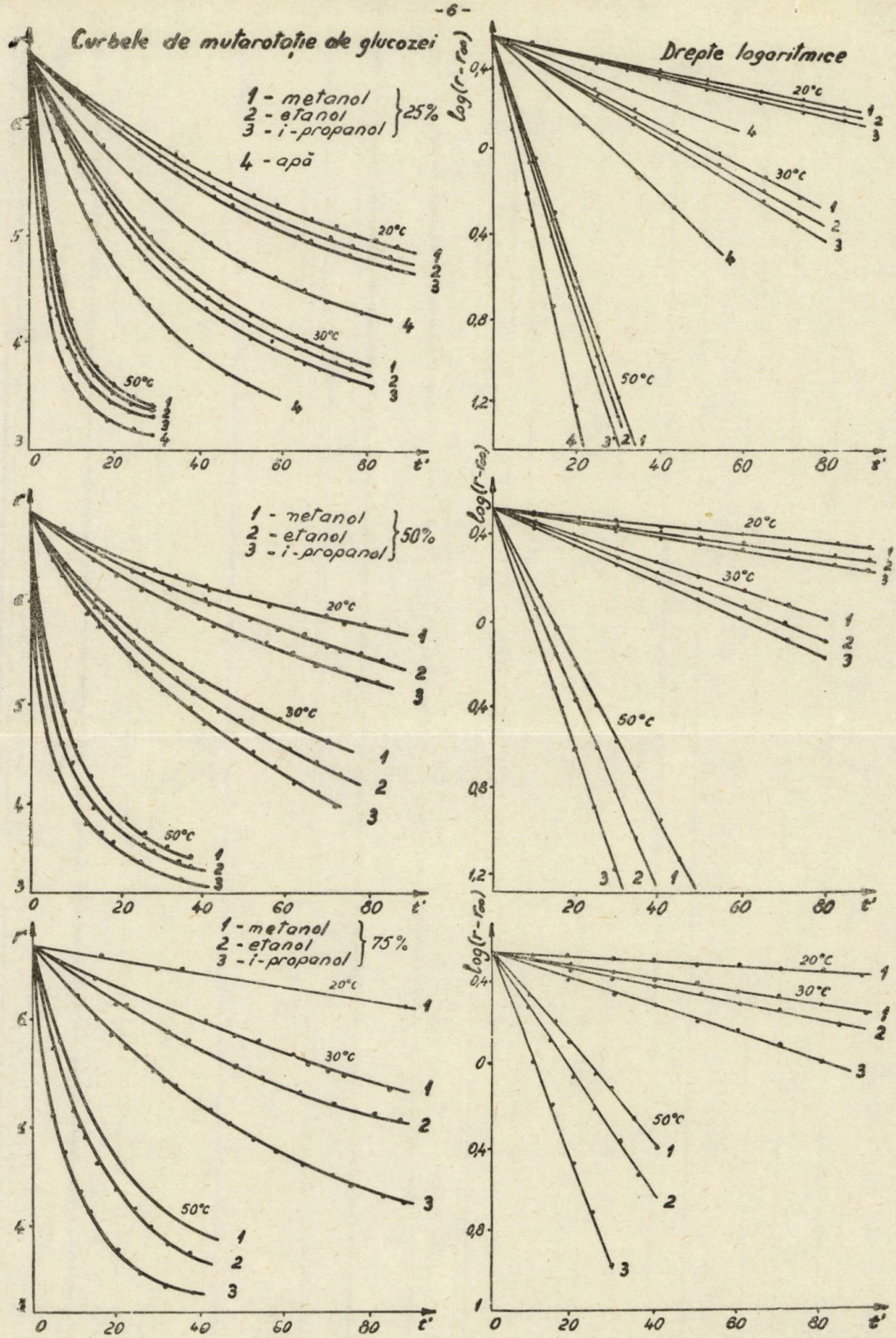

Curbele de mutarotație ale glucozei
Drepte logaritmice
1 - metanol
2 - etanol
3 - i-propanol
} 25%
4 - apă
} 50%
} 75%
20°C
30°C
50°C
t'
log(r-r∞)

Fig. 1

In acest scop am determinat scăderea rotațiilor optice în timp pînă la echilibru pentru soluțiile de α-*d*-glucoză anhidră 3 gr/100 cmc soluție, în solvenți micști de compoziție diferită: 0%, 25%, 50% și 75% procente în volume la 20 °C de alcool metilic, respectiv etilic și izopropilic în apă. Din cauza solubilității reduse a α-*d*-glucozei în alcool etilic și izopropilic de 75%, lipsesc aceste determinări la temperatura de 20°. Deși concentrația pînă la 8% nu modifică sensibil rotația specifică, am menținut în toate determinările concentrația glucozei de 3% constantă pentru a putea atribui modificările survenite exclusiv influenței solventului. *d*-glucoza întrebuințată a fost pură și anhidră, apa bidistilată, iar alcoolii absoluți.

Polarimetrul circular Zeiss, utilizat, a permis citirea unghiurilor de rotație cu precizie de 2% în lumina monocromatică de sodiu, la temperatură constantă. Tubul polarimetric a fost prevăzut cu un manșon izolator cu recirculație de apă, alimentat de un ultratermostat Höpler.

Fenomenul a fost urmărit la trei temperaturi: 20°, 30° și 50 °C.

Curbele de mutarotație au fost trasate pentru fiecare solvent cu valorile medii a trei serii de determinări. Inițialul rotației optice a fost obținut prin extrapolare.

Calculul constantei de viteză globală k a fost efectuat utilizînd expresia reacțiilor reversibile de ordinul I, exprimată cu ajutorul rotațiilor optice: r_0 în momentul inițial, r la diferite momente t și r_∞ pentru starea de echilibru

$$k=(k_\alpha+k_\beta)=\frac{2{,}303}{t}\log\frac{(r_0-r_\infty)}{(r-r_\infty)}.$$

Reprezentînd grafic $\log(r-r_\infty)$ în funcție de timp, s-au obținut drepte cu pantă diferită din a căror valoare s-au calculat constantele de viteză.

INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

1. Curbele de mutarotație ale α-*d*-glucozei în soluții apoase alcoolice, indică o micșorare a vitezei de izomerizare în forma β față de apa pură, pe măsură ce crește proporția de alcool. Această tendință scade cu natura alcoolului de la metanol spre omologii superiori. Valorile constantelor de viteză din tabela 1 ilustrează acest fapt.

Compoziția de echilibru calculată din rotațiile inițiale ale celor doi anomeri α și β și din rotațiile de echilibru

Tabela 1

% în volum alcool în apă	alcool	$k_{(\alpha+\beta)}\cdot10^4$ sec^{-1}		
		20°C	30°C	50°C
0		2,47	6,40	32,2
25	metilic	1,50	3 95	21,3
	etilic	1,61	4,22	22,5
	izopropilic	1,75	4,58	24,03
50	metilic	0,889	2,43	14,26
	etilic	1,01	2 78	17,09
	izopropilic	1,19	3,36	21,55
75	metilic	0,378	1,18	8,77
	etilic		1,48	11,05
	izopropilic		2,60	19,74

în cazul apei este de 63,4% izomer β şi 36,6% izomer α. Din condiţia cinetică a echilibrului $k_\alpha[\text{conc}\,\alpha]=k_\beta[\text{conc}\,\beta]$ s-a calculat valoarea constantei de echilibru $K=\frac{k_\alpha}{k_\alpha}=\frac{[\text{conc}\,\alpha]}{[\text{conc}\,\beta]}$, care este în cazul apei $K=0{,}57$ (4).

Valorile unghiurilor limită ale mutarotaţiei α-*d*-glucozei în soluţii alcoolice sînt superioare celor în apă şi cresc cu concentraţiile în alcool într-o măsură mai mare pentru metanol şi mai atenuat pentru etanol şi izopropanol. Prezenţa alcoolilor deplasează deci echilibrul faţă de apă în favoarea anomerului α, alcoolul metilic mai mult decît omologii săi superiori. Constantele de echilibru depăşesc valoarea 0,57, caracteristică apei pure.

2. Temperatura influenţează favorabil mărirea constantei de viteză a mutarotaţiei glucozei în amestecuri apă-alcool de la metanol spre propanol, pe măsură ce concentraţiile în alcool cresc, valorile constantelor de viteză rămînînd în toate cazurile mai mici decît în apă. Creşterea constantei de viteză cu temperatura, în soluţii alcoolice nu concordă cu ecuaţia lui Arrhenius pentru întreg intervalul cercetat (0°—50 °C) deoarece parametrii ecuaţiei — energia de activare E şi factorul preexponenţial A — nu rămîn constanţi, ambii fiind funcţii de temperatură. Modificările lui $\ln k$ în funcţie de $\frac{1}{T}$ nu sînt lineare aşa cum prevede teoria. Acest lucru a fost observat mai de mult la mutarotaţia în apă pură [3]. Explicaţia constă în faptul că asociaţiile moleculare datorite legăturilor de hidrogen din apă şi alcool scad cu creşterea temperaturii, favorizînd mărirea vitezei de mutarotaţie.

Tabela 2

% în volum alcool în apă	alcool	E kcal/mol calculat din $2{,}303R\frac{T_1T_2}{T_1-T_2}\log\frac{k_2}{k_1}$	$\log A\ \text{sec}^{-1}$ calculat din $\log k+\frac{E}{4{,}57T}$	E kcal/mol	$\log A\ \text{sec}^{-1}$
		între 20°—30 °C		între 30°—50 °C	
0		16,78	12,91	16,00	12,35
25	metilic	17,07	12,92	16,35	12,39
	etilic	17,00	12,90	16,30	12,38
	izopropilic	16,96	12,86	16,22	12,37
50	metilic	17,73	13,19	17,20	12,81
	etilic	17,82	13,30	17 65	13,06
	izopropilic	18,25	13,71	18,10	13,58
75	metilic	20,12	14,59	19,50	14,15
	etilic			19,53	14,27
	izopropilic			19,70	14,62

Valorile energiei de activare obţinute în tabelul 2 cu ajutorul relaţiei lui Arrhenius le considerăm valori medii între 20°—30 °C şi 30°—50 °C. Coeficienţii de temperatură ai energiilor de activare pentru sistemele noastre figurează în tabela 3.

Tabela 3

	% în volume alcool în apă	0%	25%	50%	75%
		52			
$\frac{dE}{dt}$ cal/gr	metanol		48	35	41
	etanol		47	11	—
	i-propanol		48	7	—

Influența temperaturii asupra echilibrului de mutarotație interpretată din valorile rotațiilor limită, este nulă pentru apă. In soluțiile apoase alcoolice echilibrul se deplasează în sensul formării β-*d*-glucozei, mai mult pentru alcoolul metilic și se atenuează pentru homologii superiori. Efectul temperaturii acționează antagonist cu efectul creșterii proporției de alcool în apă. Raportul dintre anomerii α și β la diferite temperaturi depinde de concentrația alcoolului în apă.

Tabela 4

Valorile rotațiilor limită pentru 3 gr/100 cc soluție de α-*d*-glucoză

Temperatura	apă	25% alcool			50% alcool			75% alcool		
		metilic	etilic	*i*-propilic	metilic	etilic	*i*-propilic	metilic	etilic	*i*-propilic
20°C	3,15	3,30	3,29	3,27	3,47	3,44	3,34	3,65		
30°C	3,15	3,29	3,28	3,27	3,43	3,40	3,31	3,60	3,51	3,39
50°C	3,15	3,29	3,27	3,26	3,39	3,36	3,29	3,55	3,46	3,36

3. După cum rezultă, viteza și echilibrul de mutarotație al glucozei în soluții apoase alcoolice depind de natura solventului, care, precum se știe, poate acționa diferit, potrivit proprietăților sale fizice și chimice: constantă dielectrică, viscozitate, caracter acido-bazic, putere de solvatare etc. Deși încă nu se cunosc toți factorii care determină acțiunea sa, se pare că rolul hotărîtor al solventului constă în capacitatea lui de activare sau dezactivare în urma ciocnirilor bimoleculare. Contribuind la acumularea unei energii critice solventul modifică structura moleculei, care devine astfel aptă să reacționeze.

Uneori solventul poate să modifice energia de activare și factorul preexponențial, cum se întîmplă în cazul mutarotației glucozei.

Se observă din tabel că energiile de activare ale soluțiilor de alcool de 25% sînt foarte apropiate de ale apei, căreia îi corespunde energia de activare minimă. Energiile de activare se măresc o dată cu creșterea concentrației în alcool și cu natura alcoolului în cadrul seriei omoloage, cheltuiala de energie necesară deschiderii ciclului piranozic fiind mai mare decît în apă.

Temperatura micșorează energia de activare, datorită slăbirii legăturilor de hidrogen ale solventului din jurul moleculelor de glucoză.

In general, constanta de viteză creşte pe măsură ce scade energia de activare potrivit relaţiei lui Arrhenius

$$k = A \cdot e^{-\frac{E}{RT}}.$$

De aceea, viteza de reacţie în apă este maximă, iar pentru soluţiile alcoolice se micşorează.

Este de remarcat că pentru soluţiile de alcool de 50% şi 75% constanta de viteză se măreşte o dată cu creşterea energiei de activare, în loc să scadă în cadrul seriei omoloage. Inlocuind în ecuaţia lui Arrhenius valorile parametrilor din tabel pentru alcool metilic şi izopropilic de 50% la 30°C, obţinem:

— pentru alcool metilic 50% $2{,}43 \cdot 10^{-4} = 10^{13{,}19} \cdot e^{-\frac{17730}{RT}}$;

— pentru alcool izopropilic 50% $3{,}36 \cdot 10^{-4} = 10^{13{,}71} \cdot e^{-\frac{18250}{RT}}$.

Observăm că în acest caz valoarea constantei de viteză este determinată de valoarea factorului preexponenţial şi nu de a energiei de activare.

Factorul preexponenţial sau de frecvenţă, cum este denumit în teoria şocurilor bimoleculare, creşte peste valoarea 10^{13} sec^{-1}, caracteristică reacţiilor monomoleculare. Explicaţia o găsim dacă studiem influenţa solventului asupra stării de tranziţie. In lumina teoriei stării de tranziţie [9] constanta de viteză se exprimă prin relaţia

$$k = \frac{kT}{h} \cdot e^{\frac{\Delta S^*}{R}} \cdot e^{-\frac{E}{RT}}$$

unde k = constanta lui Boltzmann, R = constanta generală a gazelor, h = constanta lui Plank, iar semnificaţia factorului preexponenţial se schimbă, factorul preexponenţial devenind o măsură a entropiei de activare ΔS^*

$$A = \frac{kT}{h} e^{\frac{\Delta S^*}{R}}.$$

(Entropia de activare reprezintă variaţia entropiei cînd moleculele reactive se transformă în complex activat.)

Entropia de activare creşte atunci cînd în starea de tranziţie reactantul dobîndeşte mai multe grade de libertate faţă de starea iniţială şi, ca urmare, A şi constanta de viteză cresc. Acest lucru se întîmplă cu moleculele de glucoză în soluţia apoasă de alcool izopropilic.

Viteza de reacţie şi A scad cînd entropia de activare este micşorată de impedimente sterice datorite blocării centrilor de reacţie ai moleculelor de glucoză de către moleculele solventului. Mutarotaţia α-d-glucozei în

soluțiile de metanol are loc în acest fel și prin urmare în comparație cu propanolul metanolul este un solvent mai puțin activ.

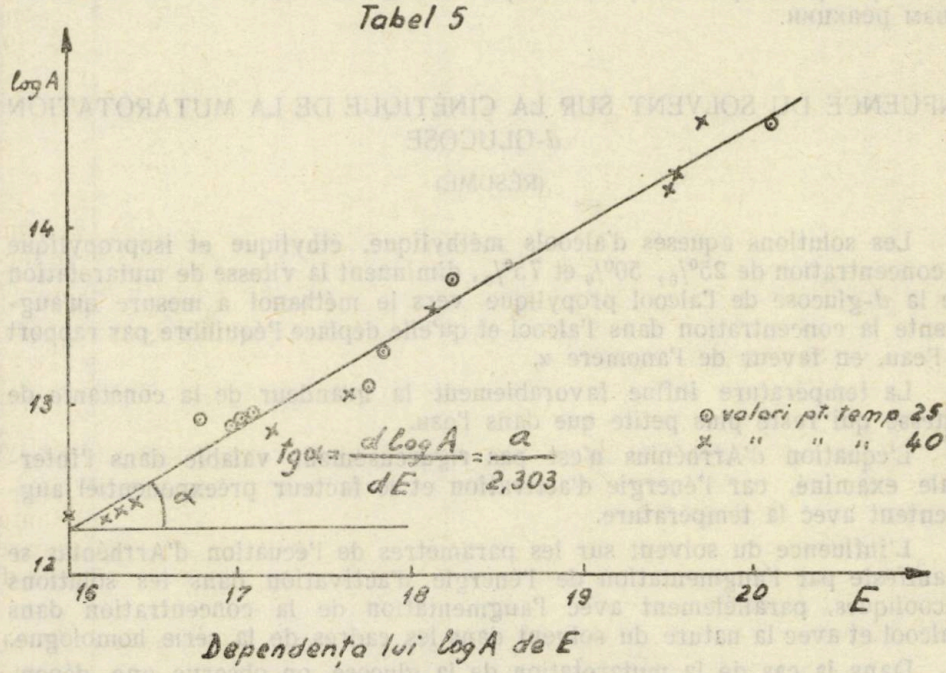
In cazul mutarotației glucozei se observă o dependență liniară între parametrii ecuației lui Arrhenius, dependență observată în numeroase reacții care au loc în mediu omogen și eterogen și demonstrată de către Rüetski și Roginski [10] $\ln A = \ln A_0 + aE$.

Dacă reprezentăm grafic variația lui $\ln A$ în funcție de E pentru sistemul glucoză în apă și în soluțiile alcoolice la cele trei temperaturi, observăm o tendință de grupare a punctelor în jurul unei drepte.

Intr-o lucrare anterioară [11] panta dreptei $\frac{d \ln A}{dE} = a$ am denumit-o deformabilitate moleculară. Deformabilitatea moleculară caracterizează natura transformărilor suferite de moleculă în procesul de deformare ce precede reacția.

Faptul că valoarea deformabilității a rămîne constantă pentru mutarotația glucozei atît în apă cît și în soluțiile alcoolice arată că mecanismul de reacție este de același tip ca și în apă. In ambele cazuri, transformarea anomerilor α în β și invers are loc cu formarea intermediară de aldehidă liberă — fapt care a fost pus în evidență recent prin analiză polarografică [12].

Tabel 5



Dependența lui log A de E

Fig. 2

ВЛИЯНИЕ РАСТВОРИТЕЛЯ НА КИНЕТИКУ МУТАРОТАЦИИ *d*—Г ГЛЮКОЗЫ

(РЕЗЮМЕ)

Водные растворы метилового, этилового и изопрожилового спиртов, концентраций 25%, 50% и 75% уменьшает скорость мутаротации $\alpha-d$— глюкозы от пропанола к метанолу по мере повышения концентрации спирта и передвигает равновесие по отношению к воде в сторону α.

Температура влияет положительно на величину константы скорости, которая остается меньше чем в воде.

Уравнение Аррениуса не оправдывает себя в рассмотренном интервале, т.к. энергия активации и преэкспоненциальный фактор ростут с повышением температуры. Влияние растворителя на параметры уравнения Аррениуса проявляется в повышении энергии активации в спиртовых растворах вместе с повышением концентрации и с природой растворителя.

В случае мутаротации $\alpha-d-$ глюкозы, наблюдается линейная зависимость между параметрами уравнения Аррениуса $\ln A=\ln A_0-aE$.

Наклон прямой $\frac{d\ln A}{dE}=a$ представляет собой молекулярную деформационную способность глюкозы в процессе мутаротации, в воде и в водных растворах спирта, которая определяет один и тот же механизм реакции.

INFUENCE DU SOLVENT SUR LA CINÉTIQUE DE LA MUTAROTATION *d*-GLUCOSE

(RÉSUMÉ)

Les solutions aqueses d'alcools méthylique, éthylique et isopropylique à concentration de 25%, 50% et 75%, diminuent la vitesse de mutarotation de la *d*-glucose de l'alcool propylique vers le méthanol à mesure qu'augmente la concentration dans l'alcool et qu'elle déplace l'équilibre par rapport à l'eau, en faveur de l'anomère α.

La température influe favorablement la grandeur de la constante de vitesse qui reste plus petite que dans l'eau.

L'équation d'Arrhénius n'est pas rigureusement valable dans l'intervale examiné, car l'énergie d'activation et le facteur préexponentiel augmentent avec la température.

L'influence du solvent sur les paramètres de l'écuation d'Arrhénius se manifeste par l'augmentation de l'énergie d'activation dans les solutions alcooliques, parallèlement avec l'augmentation de la concentration dans l'alcool et avec la nature du solvent dans les cadres de la série homologue.

Dans la cas de la mutarotation de la glucose, on observe une dépendance linéaire entre les paramètres de l'écuation d'Arrhénius. $\ln A=\ln A_0+aE$.

La pente de la droite $\frac{d \ln A}{dE}$ représente la déformabilité moléculaire de la glucose dans le processus de mutarotation dans l'eau et dans les solutions d'alcool, qui déterminent le même mécanisme.

BIBLIOGRAFIE

1. T M. Lowry, G. F. Smidt, Dixième conférence de l'union internationale de chimie 1930. Rapports sur les hydrates de carbone. Mutarotation. pag. 93.
2. T M. Lowry, G. F. Smidt, Dixième conférence de l'union internationale de chimie 1930. Rapports sur les hydrates de carbone. Mutarotation. pag. 101.
3. E. A. Moelwyn-Hughes, *The Kinetics of Reactions in Solution 1947*, pag. 40 și 61.
4. E. A. Moelwyn-Hughes, *The Kinetics of Reactions in Solution 1947*, pag. 273.
5. C. Neniţescu, *Tratat elementar de chimie organică*, vol. I. 1960, pag. 198.
6. C. Neniţescu, *Tratat elementar de chimie organică*, vol. I. 1960, pag. 108.
7. A. de Grandschamps-Chaudin, Comptes rendus 240, 1955 pag. 973.
8. A. de Grandschamps-Chaudin, Comptes rendus 240, 1955 pag. 321.
9. K. Y. Laidler. J. chimie Physique 54, 6, 1957 pag. 485.
10. S. Z. Roginskii și I. L. Kait, D.A.N. S.S.S.R., 130 Nr. 2, 366 (1960).
11. S. Popovici et M. Pop, Comptes rendus, Tome 248, Nr. 22/1959.
12. M. Los, L. B. Simpson and K. Wiesner J. Am. Chem. Soc. 78–8 (1956) pag. 1564.

CONTRIBUŢII LA STUDIUL PROCESULUI DE LIMPEZIRE A APEI

DE

V. COCHECI, I. HORESCU, I. PIRVU, R. TAUBERT, Fr. WINTER

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări ştiinţifice a cadrelor didactice din 7—14 aprilie 1962

Cercetările privind procesul de coagulare al apelor de suprafaţă au urmărit în general stabilirea dependenţei dintre cantităţile de reactiv necesare coagulării şi parametrii fizico-chimici ai apelor.

In literatură sînt prezentate numeroase date experimentale privind procesul de coagulare. O serie de autori au căutat să stabilească relaţii matematice sau reprezentări grafice, în funcţie de caracteristicile fizico-chimice ale apelor şi cantitatea de coagulant necesară. Unii dintre autori ca Langelier [1] a arătat influenţa turbidităţii asupra procesului de coagulare. Klacko [1] a determinat cantitatea de coagulant în funcţie de coloraţia apei, iar Novak [1] se ocupă de dependenţa cantităţii de coagulant de valorile polarografice ale coeficienţilor de limpezire şi de oxidabilitate a apei.

Procesul de coagulare este influenţat de o serie de factori fizici şi chimici ai apelor, dintre care citäm: culoarea, turbiditatea, conductibilitatea electrică, temperatura, oxidabilitatea, *p*H-ul, alcalinitatea, duritatea şi conţinutul iniţial în substanţe coagulante (Fe, Al, etc.). Pentru apele care se clorurează procesul este influenţat şi de excesul de clor. In cazul apelor de suprafaţă poluate cu ape reziduale, pe lîngă factorii mai sus amintiţi, intervin şi substanţele deversate care se elimină parţial chiar în procesul de coagulare.

In cadrul lucrărilor noastre de laborator (folosind apa canalului Bega în intervalul de timp de la 2. IV.—3. X. 1960) s-a căutat să se stabilească dependenţa între cantitatea de coagulant necesară şi calităţile chimice şi fizice ale apei. S-a considerat că procesul de coagulare este influenţat de următorii factori principali: turbiditate, oxidabilitate, conductibilitate electrică, *p*H-ul, alcalinitate şi duritate temporară. Primele trei caracteristici determină cantitatea necesară de coagulant, iar alcalinitatea, *p*H-ul şi duritatea temporară influenţează procesul coagulării.

Incercările au fost efectuate într-o serie de probe în care s-au adăugat cantităţi variabile de coagulant, lucrîndu-se pentru aceeaşi apă în paralel cu sulfat de aluminiu şi sulfat feros.

In tabela 1 sînt redate rezultatele pentru probele optime coagulate cu sulfat de aluminiu, iar în tabela 2 pentru cele coagulate cu sulfat feros.

Tabela 1

Nr. probei	Data	pH	Turbid. °SiO_2	Cond. electrică k_{18}	Alcalinitate cc HCl n/10/l	Duritate totală °D	Oxidabilitate mg/l $KMnO_4$ nefiltrată rece	Oxidabilitate mg/l $KMnO_4$ nefiltrată cald	Oxidabilitate mg/l $KMnO_4$ filtrată rece	Oxidabilitate mg/l $KMnO_4$ filtrată cald	Sulfat de aluminiu mg/l	Oxid calciu mg/l
Caracteristicile apei brute												
1	20.V. 1960	8,5	89	14,0	14,24	3,86	5,06	15,54	3,48	7,90	40	0,47
2	27.V. 1960	7,9	50	13,15	13,14	3,72	4,16	10,24	3,81	9,11	30	0,35
3	3.VI.1960	6,9	85	13,0	13,14	3,90	7,87	20,16	7,04	18,90	40	0,84
4	12.VI.1960	8,5	500	12,8	10,95	3,23	8,82	34,02	5,62	22,60	50	0,60
5	16.VI.1960	8,5	50	12,5	12,05	3,25	6,13	15,78	3,84	12,48	32	0,60
6	18.VI.1960	8,0	27	14,7	10,40	3,61	6,24	13,12	5,57	12,16	25	0,60
7	28.VI.1960	8,0	10	—	—	—	—	—	—	—	6	0,12
8	30.VI.1960	6,1	760	15,2	14,24	3,98	0,48	1,89	0,41	1,61	70	0,82
9	21.IX.1960	7,4	7	19,6	17,52	4,67	2,52	17,01	1,89	15,12	1,2	0,12
Caracteristicile apei după coagulare												
1	20.V.1960	7,5	1,5	24,5	7,12	—	—	—	2,46	4,77	—	—
2	27.V.1960	7,0	1,0	16,1	0,50	—	—	—	0,51	6,08	—	—
3	3.VI.1960	6,9	1,0	15,4	6,57	—	—	—	1,92	6,53	—	—
4	14.VI.1960	6,5	1,0	16,7	3,28	—	—	—	3,84	7,68	—	—
5	16.VI.1960	8,0	1,0	16,0	6,57	—	—	—	7,10	10,97	—	—
6	18.VI.1960	8,0	1,0	16,5	7,66	—	—	—	3,58	9,51	—	—
7	28.VI.1960	8,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	30.VI.1960	6,4	1,0	17,5	3,29	—	—	—	0	0	—	—
9	21.IX.1960	7,1	1,5	19,85	19,71	—	—	—	1,2	0,12	—	—

Tabela 2

Nr. probei	Data	pH	Turbid. °SiO_2	Cond. electrică k_{18}	Alcalinitate cc HCl n/10/l	Duritate totală °D	Oxidabilitate mg/l $KMnO_4$ nefiltrată rece	Oxidabilitate mg/l $KMnO_4$ nefiltrată cald	Oxidabilitate mg/l $KMnO_4$ filtrată rece	Oxidabilitate mg/l $KMnO_4$ filtrată cald	Sulfat feros mg/l	Oxid de calciu mg/l	Clor mg/l
Caracteristicile apei brute													
1	20.V. 1960	8,5	89	14,0	14,24	3,86	5,06	15,54	3,48	7,90	60	1,00	15,4
2	27.V. 1960	7,9	50	13,15	13,14	3,72	4,16	10,24	3,81	9,11	45	1,06	7,8
3	12.VI.1960	8,5	500	12,80	10,95	3,23	8,82	34,02	5,62	22,60	65	0,94	20,4
4	16.VI.1960	8,5	50	12,50	12,05	3,25	6,53	15,78	3,84	12,48	48	0,94	7,3
5	18.VI.1960	8,0	27	14 70	10,40	3,61	6,24	13,12	5,57	12,16	35	0,82	9,1
6	28.VI.1960	8,0	10	—	—	—	—	—	—	—	15	0,35	3,8
7	30.VI.1960	6,1	760	15,20	14,24	3,98	0,48	1,89	0,41	1,61	70	0,82	17,8
8	21.IX.1960	7,4	7	19,60	17,52	4,67	2,52	17,01	1,89	15,12	5	0,12	2,1
9	27.IX.1960	7,3	5	15,50	15,00	4,48	8,29	20,39	1,89	11,97	8	1,18	0
10	3.X .1960	7,8	6,5	15,90	18,00	4,72	4,98	22,05	1,89	15,75	8	0,70	3,5
Caracteristicile apei după coagulare													
1	20.V. 1960	5,8	1,0	43,4	7,12	—	—	—	2,46	4,77	—	—	—
2	27.V. 1960	7,3	0,5	35,7	9,85	—	—	—	1,62	2,72	—	—	—
3	14.VI.1960	6,9	0	57,4	0	—	—	—	0	0	—	—	—
4	16.VI.1960	8,2	0	35,7	7,67	—	—	—	1,92	4,80	—	—	—
5	18.VI.1960	8,0	1,0	35,2	8,76	—	—	—	0	0	—	—	—
6	28.VI.1960	8,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	30.VI.1960	6,0	1,0	52,0	6,37	—	—	—	0	0	—	—	—
8	21.IX.1960	6,6	1,0	29,4	15,33	—	—	—	6,3	17,0	—	—	—
9	27.IX.1960	6,7	0,5	19,4	0,50	—	—	—	15,7	19,5	—	—	—
10	3.X. 1960	7,9	0	21,6	19,00	—	—	—	2,6	14,3	—	—	—

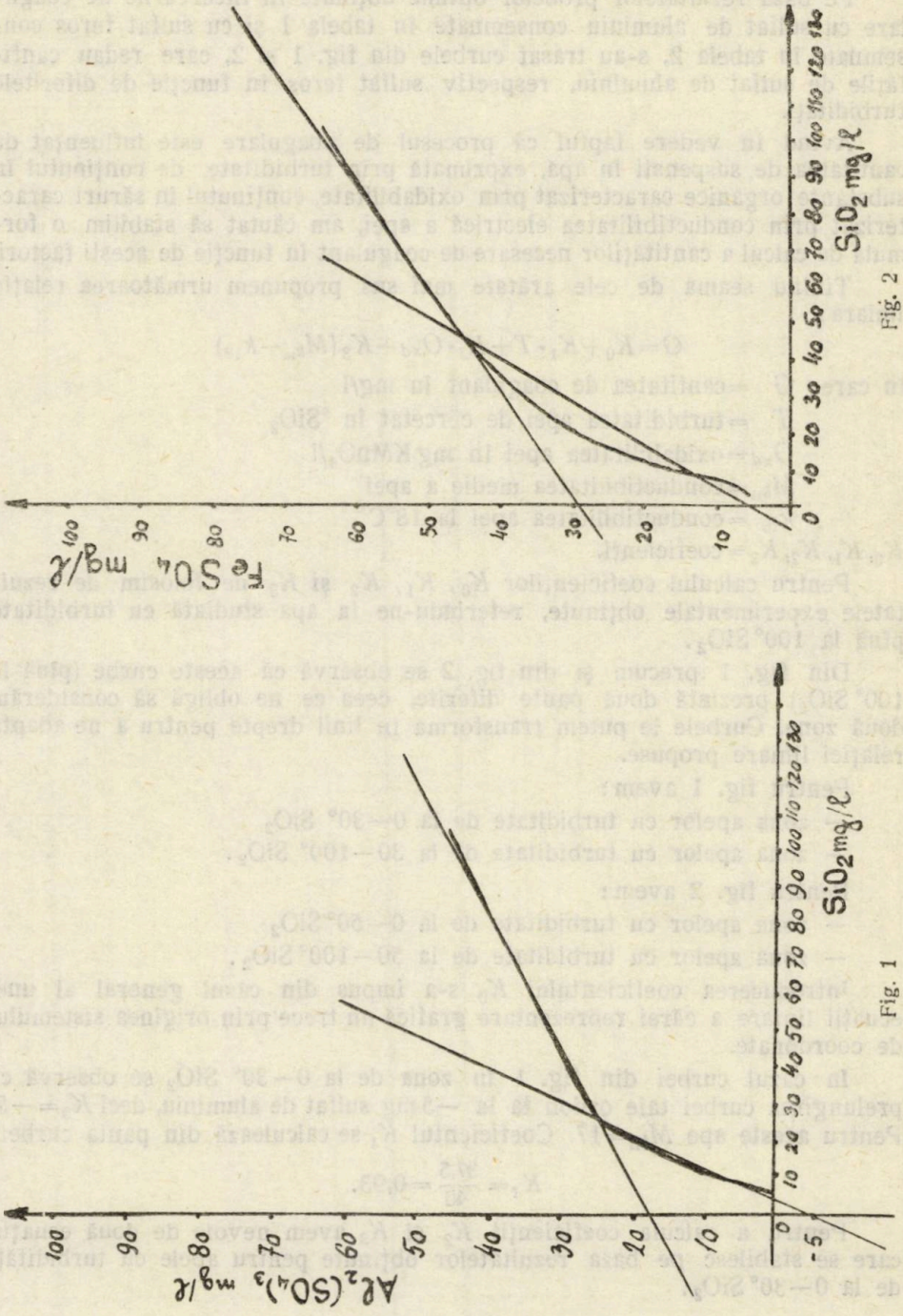


Fig. 1

Fig. 2

Pe baza rezultatelor probelor optime obţinute în încercările de coagulare cu sulfat de aluminiu consemnate în tabela 1 şi cu sulfat feros consemnate în tabela 2, s-au trasat curbele din fig. 1 şi 2, care redau cantităţile de sulfat de aluminiu, respectiv sulfat feros în funcţie de diferitele turbidităţi.

Avînd în vedere faptul că procesul de coagulare este influenţat de cantitatea de suspensii în apă, exprimată prin turbiditate, de conţinutul în substanţe organice caracterizat prin oxidabilitate, conţinutul în săruri caracterizat prin conductibilitatea electrică a apei, am căutat să stabilim o formulă de calcul a cantităţilor necesare de coagulant în funcţie de aceşti factori.

Ţinînd seama de cele arătate mai sus propunem următoarea relaţie liniară:

$$G = K_0 + K_1 \cdot T + K_2 \cdot O_{xd} + K_3 (M_{k_{18}} - k_{18})$$

în care: G = cantitatea de coagulant în mg/l

T = turbiditatea apei de cercetat în $°SiO_2$

O_{xd} = oxidabilitatea apei în mg $KMnO_4$/l

$M_{k_{18}}$ = conductibilitatea medie a apei

k_{18} = conductibilitatea apei la 18°C

K_0, K_1, K_2, K_3 = coeficienţi.

Pentru calculul coeficienţilor K_0, K_1, K_2 şi K_3 ne folosim de rezultatele experimentale obţinute, referindu-ne la apa studiată cu turbiditate pînă la 100° SiO_2.

Din fig. 1 precum şi din fig. 2 se observă că aceste curbe (pînă la 100° SiO_2) prezintă două pante diferite, ceea ce ne obligă să considerăm două zone. Curbele le putem transforma în linii drepte pentru a ne adapta relaţiei liniare propuse.

Pentru fig. 1 avem:

— zona apelor cu turbiditate de la 0—30° SiO_2

— zona apelor cu turbiditate de la 30—100° SiO_2.

Pentru fig. 2 avem:

— zona apelor cu turbiditate de la 0—50° SiO_2

— zona apelor cu turbiditate de la 50—100° SiO_2.

Introducerea coeficientului K_0 s-a impus din cazul general al unei ecuaţii liniare a cărei reprezentare grafică nu trece prin originea sistemului de coordonate.

In cazul curbei din fig. 1 în zona de la 0—30° SiO_2 se observă că prelungirea curbei taie ordonata la —5 mg sulfat de aluminiu, deci $K_0 = -5$. Pentru aceste ape $M_{k_{18}} = 17$. Coeficientul K_1 se calculează din panta curbei:

$$K_1 = \frac{37{,}5}{40} = 0{,}93.$$

Pentru a calcula coeficienţii K_2 şi K_3 avem nevoie de două ecuaţii, care se stabilesc pe baza rezultatelor obţinute pentru apele cu turbidităţi de la 0—30° SiO_2.

Aceste ecuaţii se obţin din relaţia liniară propusă în care se înlocuiesc datele experimentale obţinute pentru două probe din acest domeniu:

$$25 = -5 + 0{,}93 \cdot 27 + 6{,}88 \cdot K_2 + (17 - 14{,}7) \cdot K_3$$

$$1{,}2 = -5 + 0{,}93 \cdot 7 + 14{,}49 \cdot K_2 + (17 - 19{,}6) \cdot K_3 .$$

Rezolvînd aceste ecuaţii găsim:

$$K_2 = 0{,}22$$

$$K_3 = 1{,}38.$$

Aplicînd acelaşi raţionament şi pentru celelalte zone cuprinse în figurile 1 şi 2 se ajunge la valorile redate în tabela 3.

Tabela 3

Nr. crt.	Coagulantul folosit	Domeniul de turbiditate °SiO_2	$M_{k_{18}}$	K_0	K_1	K_2	K_3
1	Sulfat de aluminiu	0 — 30	17	— 5	0,93	0,22	1,38
2	Sulfat de aluminiu	30 — 100	13,16	17	0,32	−0,52	13,82
3	Sulfat feros	0 — 50	15,6	5	0,9	0,24	−0,72
4	Sulfat feros	50 — 100	13,3	29	0,35	−0,20	−2,77

Deci vom avea următoarele relaţii:

1. Pentru coagulantul sulfat de aluminiu

a) la turbidităţi între limitele 0 — 30° SiO_2

$$G_1 = -5 + 0{,}93 \cdot T + 0{,}22 \cdot O_{xd} + 1{,}38\,(17 - k_{18})$$

b) la turbidităţi între limitele 30 — 100° SiO_2

$$G_2 = 17 + 0{,}32 \cdot T - 0{,}52 \cdot O_{xd} + 13{,}82\,(13{,}16 - k_{18})$$

2. Pentru coagulantul sulfat feros

a) la turbidităţi între limitele 0 — 50° SiO_2

$$G_1' = 5 + 0{,}9 \cdot T + 0{,}24 \cdot O_{xd} - 0{,}72\,(15{,}6 - k_{18})$$

b) la turbidităţi între 50 — 100° SiO_2

$$G_2' = 29 + 0{,}35 \cdot T - 0{,}20 \cdot O_{xd} - 2{,}77\,(13{,}3 - k_{18}).$$

Din relaţiile stabilite pe baza numărului de probe efectuate, rezultatele obţinute s-au dovedit a fi satisfăcătoare pentru determinarea cantităţii de coagulant. Folosirea relaţiilor pentru calculul cantităţii de coagulant are avantajul că elimină numeroasele încercări de laborator, care trebuiesc efectuate în acest sens.

La verificarea relaţiilor, cu ape care au prezentat caracteristici (turbiditate, oxidabilitate şi conductibilitate electrică) asemănătoare apelor din domeniile studiate, cantităţile de coagulant găsite au fost apropiate de cantităţile de coagulant rezultate pentru probele optime în încercările de laborator.

Trebuie arătat că în faza industrială cantitatea de coagulant necesară a fost mai mică decît cea rezultată în încercările de laborator. Acest fapt se datoreşte caracteristicilor instalaţiilor industriale, în special factorilor hidrodinamici. Ţinînd cont de acest lucru cantităţile de coagulant găsite cu ajutorul relaţiilor stabilite vor trebui înmulţite cu un factor de corecţie. Determinînd practic pentru aceeaşi apă, cantitatea de coagulant atît în instalaţia industrială cît şi în laborator, raportul între cantităţile găsite ne va da factorul de corecţie.

In cazul folosirii sulfatului de aluminiu — acesta fiind mai sensibil la variaţiile de temperatură — la stabilirea factorului de creaţie se va ţine seama şi de acest lucru.

CONCLUZII

1. In lucrarea de faţă autorii au stabilit pe baza încercărilor de laborator o serie de relaţii liniare care permit calcularea cantităţilor optime de coagulant în cazul folosirii sulfatului de aluminiu şi sulfatului feros asigurînd o întrebuinţare raţională a acestora. La stabilirea acestor relaţii s-a ţinut seama de turbiditate, oxidabilitate şi conductibilitate electrică, ca principali factori care influenţează procesul de coagulare.

2. Relaţiile stabilite nu se limitează numai la apa studiată de autori ci sînt aplicabile şi la apele care se integrează cu caracteristicile lor în domeniile studiate.

3. Pentru aplicaţii industriale este necesar a se introduce un factor de corecţie care ţine cont de caracteristicile instalaţiei respective.

К ИЗУЧЕНИЯЮ ПРОЦЕССА ОСВЕТЛЕНИЯ ВОДЫ

(РЕЗЮМЕ)

Авторы излагают процесс осветления воды используя наиболее часто применяемые коагулирующие вещества : сульфат алюминия и сульфат железа.

Имея в виду главные факторы определющие требуемое количество коагулирующего вещества : мутность, склонность к окислению и электропроводимость, — в процессе осветления устанавливаются математические линейные зависимости, позволяющие рассчитать количество коагулирующего вещества по этим факторам.

Приведенные зависимости дают приближенные значения, но их преимущество в том, что исключается необходимость в лабораторных исследованиях проводимых с целью определения оптимального количества коагулирующего вещества. Применение их в промышленном масштабе обусловлено гидродинамическими характеристиками установки. В этом направлении необходимо экспериментальное определение поправочного коэффициента, учитывающего специфичность установки.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE DU PROCESSUS DE CLARIFICATION DE L'EAU

(RÉSUMÉ)

Les auteurs apportent une contribution à l'étude de ce processus dans le sens d'un usage plus rationnel des coagulants les plus usités: la sulfate d'aluminium et la sulfate ferreuse.

En tenant compte — pendant le processus de clarification — des principaux facteurs qui déterminent la quantité nécessaire de coagulants (turbidité, oxydabilité et conductibilité électrique) on établit, en se basant sur les résultats expérimentaux, les relations mathématiques linéaires qui permettent de calculer la quantité de coagulants en fonction de ces facteurs, dans les domaines en cause.

Les relations établies donnent des valeurs approximatives. Elles ont cependant l'avantage d'éliminer les nombreuses épreuves de laboratoire qu'on doit faire pour trouver la quantité optima de coagulant.

Leur application à une échelle industrielle est conditionnée par les caractéristiques hydrodynamiques de l'installation, En ce sens il est nécessaire d'établir expériment a lement un coefficient de correction qui tienne compte du spécifique de l'installation.

BIBLIOGRAFIE

1. Novak Z., Wasserwirtschaft — Wassertechnik 5, 146 (1956).

OBȚINEREA OXIDULUI DE BERILIU DIN OCURENTE REGIONALE DE BERIL

DE

C. DRĂGULESCU, P. TRIBUNESCU și I. MENESSY

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

Deși a fost descoperit pe la sfîrșitul sec. XVIII-lea, beriliul și combinațiile lui nu și-au găsit mult timp alte utilizări decît sub forma unor mici adaosuri la aliaje speciale, în scopul îmbunătățirii proprietăților mecanice și chimice ale acestora. O importantă utili are și-a găsit beriliul metalic la confecționarea tuburilor pentru raze X, datorită transparenței lui față de aceste radiații.

In ultimii ani însă interesul pentru acest metal a crescut foarte mult în urma folosirii pe care și-a găsit-o în domeniul energiei nucleare, ca bun reflector, moderator și uneori ca sursă de neutroni.

Dată fiind existența unor ocurențe și diseminări (0,05—0,1% BeO) de beril în pegmatitele feldspatice de la Teregova și împrejurimi, semnalate încă de mult timp în literatură [1], [2], [3] — deși pînă în prezent neexploatate — în lucrarea de față ne-am propus să studiem posibilitatea găsirii unui procedeu convenabil pentru extragerea beriliului din acest minereu.

Minereul principal de beriliu —berilul— de compoziție $3BeO \cdot Al_2O_3 \cdot 6SiO_2$ este impurificat adesea cu oxizi alcalini (1—2%), oxizi de magneziu și calciu (~1,5%) și oxizi de fier (~0,5%), iar conținutul în oxid de beriliu variază între 11 și 13% (față de 14% teoretic). Compoziția minereului variază uneori și în limite mai largi, astfel cristalele macroscopice au un conținut mai mare în oxid de beriliu și mai mic în impurități, în timp ce minereul obținut prin îmbogățirea microcristalelor are un conținut mai ridicat de impurități. După date din literatură [2] berilul de Teregova are un conținut mediu de 12,60% BeO — noi am lucrat cu un minereu de aceeași proveniență cu un conținut de 12,88% BeO.

Procedeele de atac ale beril lui propuse sau utilizate se pot împărți în patru grupe principale [4], fiecare grupă avînd diferite variante. Primele două grupe: bazice și acide necesită temperaturi de lucru ridicate (>1000°C) și prevăd tratarea întregii mase de minereu, ceea ce face ca separarea și purificarea ulterioară să fie greoaie.

Celelalte două grupe prevăd atacul selectiv al minereului cu compuși ai fluorului — care se utilizează, sau cu compuși ai clorului — care încă nu se utilizează în practică.

Dintre procedeele cunoscute și aplicate pe scară industrială, procedeul de dezagregare cu compuși ai fluorului ni s-a părut mai greu de realizat, din cauza unui consum ridicat de fluor. Intrucît procedeul acid necesită o temperatură de lucru de 1600°, iar cel bazic alături de o temperatură de 1000—1200°, cere fie un consum foarte ridicat de Na_2CO_3, fie că utilizînd CaO sau $CaCO_3$ impurifică mult produsul final cu calciu [4], [5], am căutat să stabilim o metodă de lucru în condiții de temperatură mai avantajoase, cu păstrarea unui randament ridicat de transformare a minereului.

Pentru dezagregarea minereului am încercat două procedee de lucru, unul în care minereul a fost calcinat cu $NaHSO_4$ și altul în care s-a folosit Na_2CO_3 cu adaos de NaOH.

Minereul fin măcinat (sita de 3850 ochiuri pe cm^2) a fost amestecat cu $NaHSO_4 \cdot H_2O$ și supus calcinării — la temperaturi cuprinse între 450—900°C — timp de $^1/_2$ pînă la 4 ore.

Cantitatea de $NaHSO_4 \cdot H_2O$ ce s-a adăugat a corespuns raportului stoechiometric, în ipoteza reacției:

$$3BeO \cdot Al_2O_3 \cdot 6SiO_2 + 12NaHSO_4 \cdot H_2O = 3BeSO_4 + Al_2(SO_4)_3 + \\ + 6SiO_2 + 6Na_2SO_4 + 18H_2O \qquad (1)$$

Masa calcinată, după răcire, s-a reluat cu apă adăugîndu-i-se cîte 1 și 2 cm^3 H_2SO_4 conc. pentru un gram de minereu. După o încălzire pe baie

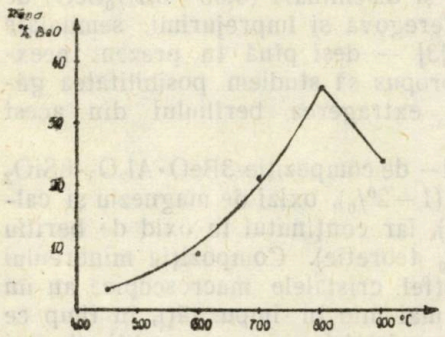


Fig. 1. Dependența randamentului de dezagregare a berilului în funcție de temperatură la o oră de calcinare

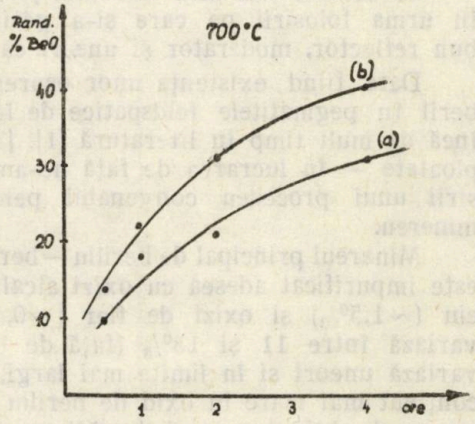


Fig. 2. Influența timpului de calcinare asupra randamentului de dezagregare a berilului la 700 °C. (a) = 1 cm^3 H_2SO_4 la 1 gr minereu; (b) = 2 cm^3 H_2SO_4 la 1 gr minereu

de nisip, timp de 1—2 ore și diluare cu apă caldă, pentru trecerea în soluție a sulfaților de beriliu și aluminiu — eventual separați — din soluția obținută prin filtrare s-a dozat beriliul după metoda complexonometrică propusă de Pribl [6].

Rezultatele acestor determinări sînt arătate în diagramele din figurile 1 și 2.

Din examinarea datelor reprezentate în figura 1 rezultă că randamentul de transformare al minereului, exprimat în % BeO trecut în soluție, crește cu ridicarea temperaturii, atingînd un maxim la 800°C, după care scade din nou. Această variație are loc datorită unei creșteri mai mari a vitezei de descompunere a $NaHSO_4$ cu ridicarea temperaturii, decît a vitezei de atac a rocii de către SO_3, ceea ce duce la pierderi de SO_3 și la un randament mai scăzut de transformare a rocii.

S-au făcut cîteva încercări în care s-a adăugat o cantitate de $NaHSO_4$ de două, respectiv de trei ori mai mare decît cea rezultată din ecuația (1), fără ca rezultatele să difere sensibil față de cele arătate în figura 1.

Din fig. 2 reiese că randamentul crește continuu cu timpul de calcinare, pentru un timp cuprins între $^1/_2$ și 4 ore. Din compararea celor două curbe (*a*) și (*b*) reiese că mărirea cantității de H_2SO_4 adăugat favorizează solubilizarea minereului prin continuarea dezagregării în soluție.

Intrucît randamentul maxim obținut prin acest procedeu în condițiile de lucru arătate se ridică doar la 40%, iar o eventuală îmbunătățire a acestuia, prin prelungirea timpului de calcinare, nu se prevede a duce la randamente comparabile cu ale altor procedee, socotim că această metodă nu poate constitui o bază pentru elaborarea unui proces tehnologic.

Alături de unele metode descrise mai amănunțit în literatură, cari folosesc Na_2CO_3 pentru dezagregarea berilului și cari lucrează la temperatura de topire a amestecului (1100—1200°C) [7], [8], [9] utilizînd o cantitate de patru ori mai mare de Na_2CO_3 față de cantitatea de minereu [7], există și cîteva patente care recomandă sinterizarea amestecului de reacție [4], [10].

Deoarece prin topire se obține o masă sticloasă și dură, foarte greu de prelucrat ulterior, am căutat să stabilim condiții de dezagregare la o temperatură cît mai scăzută cu randament ridicat și fără a folosi un exces prea mare de reactiv. In acest scop la minereul fin măcinat, s-a adăugat cantitatea stoechiometrică de Na_2CO_3, conform ecuației:

$$3BeO \cdot Al_2O_3 \cdot 6SiO_2 + 6Na_2CO_3 = 3BeO \cdot Al_2O_3 + 6Na_2SiO_3 + 6CO_2 \qquad (2)$$

și o cantitate de NaOH în proporție de 10% față de Na_2CO_3, pentru a favoriza inițierea reacției la o temperatură mai scăzută.

Amestecul astfel obținut a fost supus calcinării la temperaturi cuprinse între 700—900°C, timp de 1 pînă la 3 ore. Masa obținută în urma calcinării se macină cît mai fin și se tratează cu apă și acid sulfuric pentru insolubilizarea silicei. Pentru insolubilizarea silicei s-a încercat — cu rezultate bune — metoda rapidă cu adaos de amidon [11].

Probele calcinate la 700 și 800°C sînt ușor sfărîmicioase în timp ce probele calcinate la 900°, din cauza topirii parțiale se prezintă ca o masă sticloasă, foarte dură și greu de măcinat.

După filtrarea și spălarea silicei, în soluția obținută s-a dozat beriliul prin metoda arătată anterior. Rezultatele determinărilor sînt arătate în figura 3, de unde reiese că atît temperatura cît și timpul de calcinare influențează în mod favorabil dezgregarea minereului. Se observă că randamentele de transformare obținute la 800°C și 3 ore, respectiv 900°C și 3 ore (96,1% față de 97%) sînt foarte apropiate. Date fiind dificultățile

întîmpinate la prelucrarea masei de reacţie obţinută la 900°C, rezultă că este mai convenabil să se lucreze la temperatura de 800°C. Pentru a ilustra influenţa adaosului de NaOH asupra transformării amestecului de reacţie arătăm că faţă de randamentul de 89,4% obţinut la 800° şi 2 ore cu adaos de NaOH, în aceleaşi condiţii — fără NaOH, nu s-a obţinut decît un randament de 80,5%.

După îndepărtarea silicei, în soluţia obţinută, în afară de beriliu, se găsesc în cantităţi mari aluminiu şi sodiu, iar ca impurităţi fierul, magneziul şi calciul sub formă de sulfaţi. Separarea beriliului din acest amestec de săruri este o operaţie dificilă, larg dezbătută în literatură. Dintre procedeele folosite amintim separarea cu $(NH_4)_2CO_3$ sau $NaHCO_3$ [12], metodele de separare a aluminiului sub formă de alaun de amoniu şi apoi precipitarea selectivă la *p*H controlat a hidroxizilor [3], sau cristalizarea fracţionată a sulfatului de beriliu în mediu de acid sulfuric [4]. In ultimul timp metoda de separare a aluminiului sub formă de alaun pare să premeargă operaţiilor de purificare a soluţiilor ce conţin $BeSO_4$. O metodă mai nouă separă beriliul sub formă de $Be(OH)_2$ complexînd fierul şi aluminiul cu acid etilendiaminotetraacetic (complexon II), după ce în prealabil cea mai mare parte a aluminiului a fost separat sub formă de alaun [13].

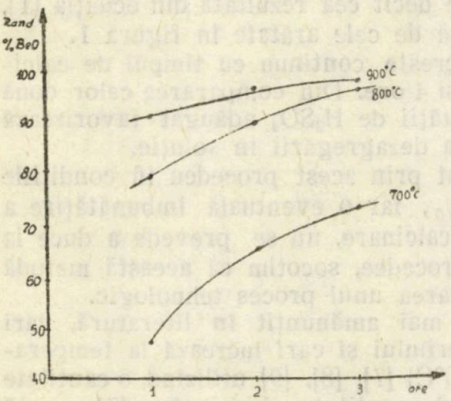


Fig. 3. Influenta temperaturii şi a timpului de calcinare asupra randamentului de transformare a berilului

In literatură este descrisă o metodă directă de separare a beriliului sub forma unui oxalat dublu de beriliu şi potasiu, greu solubil [14]. Deşi metoda nu necesită operaţii complicate de separare a beriliului, totuşi din cauza solubilităţii relativ mari ($\sim 1\%$) a oxalatului dublu, nu s-a impus ca metodă pentru dozarea beriliului, de asemenea nu există indicaţii în literatură că ar fi folosită ca metodă industrială de separare.

In încercările noastre am urmărit separarea beriliului din soluţie cu ajutorul carbonatului de amoniu, precum şi sub formă de oxalat dublu de beriliu şi potasiu, îndepărtînd în prealabil cea mai mare parte a aluminiului sub formă de alaun de amoniu.

Soluţiile supuse prelucrării au avut un conţinut de 5 gr BeO la litru. Soluţia acidă a fost neutralizată cu NH_4OH pînă la la un *p*H cuprins între 2,5—3 şi concentrată pînă la densitatea 1,31—1,32, după care a fost lăsată să cristalizeze lent, iar alaunul format s-a separat prin filtrare. Randamentul de separare al aluminiului variază între 70—80%.

Separarea beriliului de aluminiu şi fier, prin metoda cu $(NH_4)_2CO_3$ se bazează pe solubilitatea $Be(OH)_2$ în soluţii concentrate de $(NH_4)_2CO_3$, mediu în care hidroxizii de fier şi aluminiu sînt insolubili. Faza următoare

de prelucrare a soluțiilor obținute prin filtrare, în care în urma hidrolizei se separă, prin fierbere, beriliul sub formă de carbonat bazic, permite separarea acestuia de magneziu și metalele alcaline, care rămîn în soluție.

Pentru a fi prelucrată după această metodă, soluției de la filtrarea alaunului i se adaugă NH_4OH pînă ce hidroxizii încep să precipite. Din soluția astfel neutralizată s-au luat probe cu un conținut de 0,1190 gr BeO, care după diluare la 50 cm^3 sau tratat cu $(NH_4)_2CO_3$, în cantități cuprinse între 5 și 20 gr. Aceste probe au fost supuse agitării la 50°C un timp cuprins între $^1/_2$ pînă la 3 ore. Precipitatul de carbonați s-a filtrat, iar soluțiile sau fiert pentru separarea prin hidroliză a carbonatului bazic de beriliu, care apoi s-a calcinat la 800°C, pentru a fi trecut în BeO. In produsul obținut s-a dozat BeO prin metoda amintită [6] și fierul după metoda lui Schneider și Janko [15].

Rezultatele obținute sînt prezentate în tabelele 1 și 2.

Tabela 1

Dependența randamentului de extracție și a purității BeO de timpul de extracție Conc. = 0,1190 gr BeO/50 cm^3; temp. =50°C $(NH_4)_2CO_3$=20 gr

Nr. crt.	Timp de extracție	Randzment % BeO	Puritate % BeO	Fe_2O_3 %	Alte impurități %
1	$^1/_2$ ore	92	95,5	1,20	3,3
2	1 „	92	95,0	1,36	3,64
3	2 „	92	95,0	1,36	3,64
4	3 „	92	96,5	1,23	2,27

Din tabela 1 rezultă că timpul de extracție nu are o influență deosebită asupra randamentului și purității oxidului de beriliu obținut.

Datele cuprinse în tabela 2 arată că scăderea concentrației $(NH_4)_2CO_3$, determină o scădere a randamentului de extracție. Aceste date trebuiesc însoțite de observația că în probele 1 și 2 (tabela 2), cantitatea de $(NH_4)_2CO_3$ adăugată s-a solvit complet, în timp ce proba 3 conținea o soluție saturată de $(NH_4)_2CO_3$.

Tabela 2

Influența cantității de $(NH_4)_2CO_3$ adăugat asupra randamentului de extracție și asupra purității BeO. Conc.=0,1190 gr BeO în 50 cm^3, temp.=50°C, timp de extracție=1 oră

Nr. crt.	grame $(NH_4)_2CO_3$	Randament % BeO	Puritate % BeO	Fe_2O_3 %	Alte impurități %
1	5	89,7	94	1,20	4,8
2	10	90,2	94	1,20	4,8
3	20	92,0	95	1,36	3,64

Rezultatele obținute arată că prin metoda cu carbonat de amoniu s-a obținut un BeO de 95% puritate, cu un randament de extracție de 92%.

Din cauza consumului mare de carbonat de amoniu este necesar ca soluţiile obţinute după filtrarea carbonatului bazic de beriliu să se întoarcă din nou la extracţie, după o prealabilă saturare cu $(NH_4)_2CO_3$, asigurîndu-se astfel şi recuperarea beriliului eventual nehidrolizat. Insă după cîteva recirculări soluţia de $(NH_4)_2CO_3$ se îmbogăţeşte în Na_2SO_4, pentru îndepărtarea căruia se supune cristalizării.

In vederea separării beriliului sub formă de oxalat dublu de beriliu şi potasiu, soluţiile obţinute de la separarea alaunului după concentrare pînă la densitatea 1,26—1,30, au fost tratate cu o soluţie saturată de oxalat de sodiu şi apoi cu carbonat de potasiu. Pentru a se asigura o precipitare cît mai completă a beriliului s-a adăugat un exces de 25% de oxalat şi carbonat, faţă de cantităţile stoechiometrice, corespunzătoare formulei $BeC_2O_4 \cdot K_2C_2O_4$.

După corectarea *p*H-ului la 3,5 respectiv 5, soluţiile au fost lăsate să cristalizeze timp de 24 ore, după care precipitatul format a fost filtrat, uscat şi calcinat la 700°C. Oxidul de beriliu şi carbonatul de potasiu rezultat prin calcinare s-au separat prin spălare cu apă caldă. Soluţiile de K_2CO_3 se introduc din nou la precipitarea sării duble. Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabela 3, de unde reiese că lucrînd la un *p*H=3,5 şi o densitate a soluţiei=1,26 se poate obţine un produs de puritate ridicată (97,2%), cu un randament satisfăcător (88%).

Tabela 3

Nr. crt.	*p*H-ul soluţiei	Densitatea soluţiei	Randament %BeO	Puritate %BeO	Fe_2O_3 %	Alte impurităţi %
1	5,	1,28	89,6	91,1	0.93	7,97
2	3,5	1,26	88,0	97,2	0,15	2,65
3	3,0	1,29	96,4	73,5	0,20	26,3
4	2,5	1,30	95,6	63,2	0,19	36,6

Intrucît această metodă de separare asigură obţinerea unui produs mai pur decît alte metode uzuale, considerăm că aceasta ar putea fi încă îmbunătăţită prin efectuarea unor studii asupra condiţiilor de formare şi asupra factorilor cari influenţează solubilitatea oxalatului dublu de beriliu şi potasiu.

CONCLUZII

Din datele prezentate în lucrare rezultă că folosind un procedeu modificat de dezagregare a beriliului — cu Na_2CO_3 (şi adaos de NaOH) — se poate obţine un randament de transformare a minereului de 96%, lucrînd la o temperatură de 800°C.

Din masa dezagregată SiO_2 a fost îndepărtat prin insolubilizare, iar aluminiul s-a separat sub formă de alaun de amoniu, în proporţie de 70—80%.

Pentru extragerea beriliului s-au folosit două metode: cu carbonat de amoniu şi cu oxalat, prima asigurînd obţinerea unui oxid de beriliu de puritate 95% cu un randament de 92%, iar a doua un produs de 97% puritate însă cu un randament de 88%.

ПОЛУЧЕНИЕ ОКИСИ БЕРИЛИЯ ИЗ ОТОЧЕСТВЕННЫХ РУД

(РЕЗЮМЕ)

Работа приводит результаты исследований по получению берилия из местных руд.

Для осуществления распада, берилий прокаливается с $NaHSO_4$ при температуре в 450—900°C, без того чтобы получить удовлетворительные результаты. Употребляя Na_2CO_3 с добавкой NaOH получена производительность превращения в 96% при 800°C.

Из раствора, SiO_2 удаляется осаждением, а главная часть алюминия выделялась в виде галуна амония.

Берилий извлекался в виде щелочного карбоната — с $(NH_4)_2CO_3$ и в виде двойного оксалата берилия и калия.

Первый метод дает большую производительность, но более загрязнен по сравнению с полученным по второму методу.

OBTENTION DE L'OXYDE DE BERYLLIUM D'OCCURENCES RÉGIONALES DE BÉRYL

(RÉSUMÉ)

On présente les résultats réalisés pour obtenir l'oxyde de béryllium du minerai indiqué.

Pour se désagréger, le béryllium s'est calciné avec $NaHSO_4$ à des températures comprises entre 450—900°C, sans donner, cependant, des résultats satisfaisants. En utilisant Na_2CO_3 pour la calcination, avec une adjonction de NaOH, on a obtenu un rendement de transformation de minerai de 96% a la température de 800°C.

De la solution obtenue, SiO_2 a été éliminé par l'insolubilisation, tandis que la plupart de l'aluminium a été séparée sous forme d'alun d'ammonium.

Le béryllium a été extrait de cette solution sous forme de carbonate basique — avec $(NH_4)_2CO_3$ — et de l'oxalate double de béryllium et de potasium.

La premiére méthode assure un rendement plus élevé, mais le BeO obtenu est plus impure que celui qu'on obtient par la calcination de oxalate double de béryllium et de potassium.

BIBLIOGRAFIE

1. Kopka G., Keramische Rundschau u. Kunst—Keramik, 43 805 (1928).
2. Kirnbauer F., Berg. u. Hüttermann. Jahrbuch, 79 4 109 (1931).
3. Dittler E., Kirnbauer F., Ztschr. pract. Geologie, 39 4 304 (1931).
4. Vachet M. P., Chimie et Industrie, 81 1 64 (1959).
5. Besson J., Redkie metalli—Berillii, 1 91 (1953).
6. Pribil R. Kuchersky J., Chem, Listy, 44 153 (1950).

7. Warren H. N., Chem. News, 72 310 (1895) din Gmellins Handb., 26 37 (1930).
8. Kirk R., Othmer D., Encycl. chem. technol. II (1954) p. 494 Newyork.
9. Ferkel K., Ellis A., U. S. Pat. Nr. 1986567, (1936) din Redkie metalii—Berillii, 1 19 (1953).
10. Adamoli C., U. S. Pat. Nr. 2238206, (1941) din Redkie metalli: Berillii, 1 19 (1953).
11. Bărănescu V., Potamian E., Rev. de Chimie, 12 11 670 (1961).
12. Lundin H., Redkie metalli: Berilii 1 5 (1953).
13. White D., Burke J., Berillii p. 78—82, Moscova (1960).
14. Wyrouboff G., Bul. Soc. Min. 25 80 (1902); Z. Kryst. 39, 310 (1904) din Gmellins Handb. 26 175 (1930).
15. Schneider P., Janko J., Chem. Lysty, 50 899 (1956).

UTILIZAREA COMBINAȚIEI ARGINTULUI CU ACIDUL 4-SULFONAMIDO-BENZOIC, CA REACTIV DE OXIDARE IN MEDIU ALCALIN

DE

GH. FACSKO și R. MINGES

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

In lucrări anterioare [1], [2] s-au studiat potențiometric unele reacții de precipitare, complexare și oxido-reducere a ionului de argint în mediu puternic alcalin, menținut în soluție cu ajutorul sării de sodiu a acidului 4-sulfonamido-benzoic (4SB). Deoarece la cîteva reacții de oxido-reducere studiate, s-au observat viteze de reacții apreciabile, lipsa unor reacții secundare și o bună stabilitate a ionului de argint în aceste condiții, am cercetat posibilitățile de utilizare a combinației argintului cu acidul 4-sulfonamido—benzoic (Ag—4SB) în mediu alcalin, ca reactiv de oxidare. Incercările noastre s-au îndreptat asupra compușilor organici, care în mediu alcalin se oxidează ușor însă pentru care în acest mediu nu există un reactiv de oxidare convenabil. Astfel s-a încercat dozarea hidrochinonei, metolului, glucozei și aldehidei formice. In cazul hidrochinonei și metolului, a căror dozare ar fi prezentat interes în tehnica fotografică, rezultatele au fost negative, fiindcă hidrochinona, care apare ca produs intermediar și la oxidarea metolului, formează un compus de adiție cu 4SB, ceea ce duce la precipitarea oxidului de argint din reactivul de oxidare.

Nici în cazul glucozei, încercările nu au dus la rezultate satisfăcătoare, deoarece condițiile de alcalinitate, temperatură și timp pentru o reacție bine definită sînt atît de critice, încît deocamdată nu se întrevăd posibilitățile instituirii unei metode de dozare cantitativă.

Cele mai bune rezultate le-am obținut în cazul aldehidei formice, prin oxidarea acesteia în mediu alcalin, pînă la formiat, conform reacției:

$$HCHO + 2Ag^{+} + 3OH^{-} = HCOO^{-} + 2Ag + 2H_2O \qquad (1)$$

Viteza de reacție este însă prea mică pentru a permite o titrare directă cu soluție de Ag—4SB. Deoarece însă și celelalte metode de dozare ale formaldehidei sînt indirecte și mai prezintă și alte inconveniente (de ex: metoda iodometrică dă erori în prezența alcoolilor), am considerat utilă căutarea

condițiilor optime pentru dozarea indirectă a formaldehidei cu exces de Ag—4SB. Retitrarea excesului, după cum era de prevăzut în baza lucrărilor anterioare, nu a prezentat dificultăți.

Pentru a găsi condițiile unei oxidări cantitative a formaldehidei, s-a urmărit influența următorilor factori:

1. mărimea excesului de Ag—4SB;
2. alcalinitatea soluției de oxidare;
3. temperatura de reacție;
4. timpul de reacție.

In cazul unui exces mic de Ag—4SB, reacția de oxidare este înceată, ceea ce necesită un timp de reacție prea lung, respectiv o temperatură de reacție mai ridicată, la care se manifestă și oxidarea formiatului. Lucrînd la 60—65°C, pe baia de apă, cu un timp de reacție de aproximativ 10 minute, s-au obținut rezultate bune, folosind un exces de argint față de formaldehidă de aproximativ 2:1.

Deși viteza de reacție crește cu mărirea alcalinității, trebuie să se lucreze cu un exces mic de hidroxid liber, deoarece în soluții puternic alcaline s-au observat erori în minus, datorită oxidării formaldehidei prin degajare de hidrogen, conform reacției:

$$HCHO + OH^- = HCOO^- + H_2 \qquad (2)$$

METODA DE LUCRU

La dozările efectuate s-a folosit o soluție de formaldehidă aproximativ M/20, avînd în vedere că după reacția (1), echivalentul formaldehidei este M/2. Titrul soluției s-a stabilit pe cale iodometrică după metoda Kolthoff, menționată în literatură ca cea mai precisă [3].

Din această soluție s-a introdus 5 ml în soluția de oxidare, care conținea 10 ml Ag—4SB 0,1 N și o anumită cantitate de hidroxid liber. Amestecul de reacție s-a menținut pe baia de apă la 60—65°C, timp de 10—15 minute, după care s-a răcit cu apă de robinet și s-a procedat la retitrarea excesului de Ag—4SB, folosind ca agent de titrare iodură de potasiu 0,1 N, respectiv sulfat de hidrazină 0,1 N. Punctul de echivalență s-a stabilit pe cale potențiometrică, folosind un electrod indicator de argint, iar drept electrod de referință, un electrod de calomel saturat. Sifonul de legătură era umplut cu soluție saturată de azotat de potasiu. Retitrarea excesului de Ag—4SB decurge în bune condițiuni, atît în cazul iodurii de potasiu cît și la sulfatul de hidrazină, așa cum se vede din curbele de titrare din figurile 1 și 2.

Saltul de potențial la echivalență, pentru 0,1 ml reactiv adăugat, este peste 200 mV la iodură de potasiu și peste 600 mV la sulfat de hidrazină. Erorile de titrare în cazul iodurii de potasiu, semnalate în lucrarea [1] și datorite oxigenului dizolvat în soluția de titrat, nu se manifestă în condi-

țiile retitrării excesului de Ag — 4SB, fiindcă prin încălzirea soluției la 60—65°C, se înlătură practic tot oxigenul. Într-adevăr, efectuînd retitrarea în prezență de sulfit de sodiu, s-au obținut aceleași rezultate.

În cazul folosirii sulfatului de hidrazină, care în mediu alcalin se oxidează ușor pe seama oxigenului absorbit din atmosferă, retitrarea s-a efec-

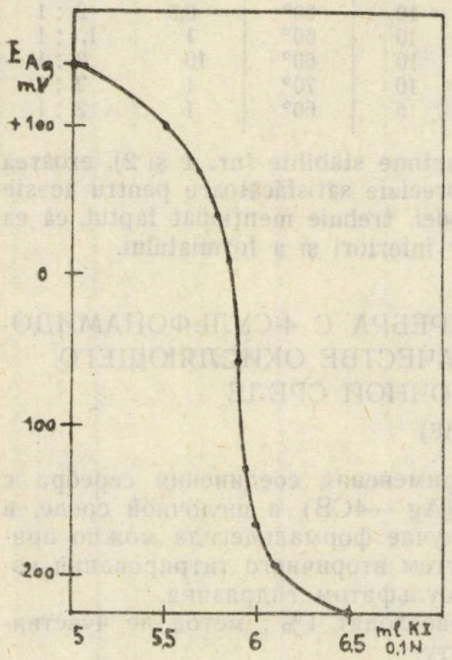


Fig. 1

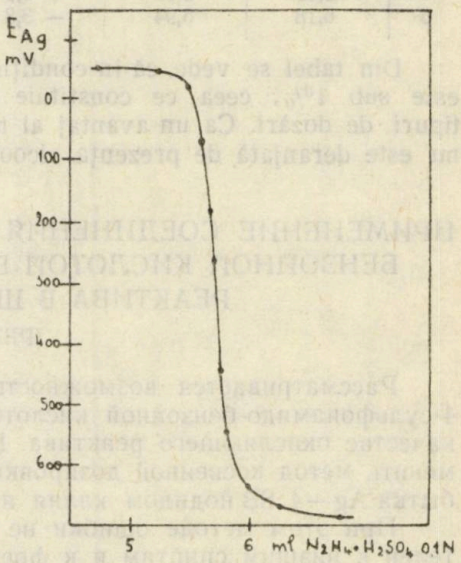


Fig. 2

tuat în mediu puternic alcalin (după oxidare s-a mai adăugat hidroxid de sodiu pînă la concentrația 30—40%), avînd în vedere că în aceste condiții, solubilitatea oxigenului este foarte redusă.

Reactivul de oxidare Ag—4SB este stabil și de aceea se poate prepara în cantitate mare pentru un timp îndelungat. Deoarece însă prepararea este simplă, am preferat să-l producem pentru fiecare dozare, procedînd în felul următor:

10 ml $AgNO_3$ 0,1 N se amestecă cu un volum egal de soluție 0,1 N de sare de sodiu a acidului 4SB. Precipitatul alb format se dizolvă cu cantitatea strict necesară de NaOH, după care se mai adaugă un exces oarecare de hidroxid, în funcție de alcalinitatea la care urmează să se facă oxidarea formaldehidei. La încercările noastre, excesul optim era de 0,5—1 ml NaOH 0,5 N.

Cîteva rezultate tipice, care ilustrează influența factorilor amintiți, sînt cuprinse în tabela 1.

Tabela 1

Nr. crt.	HCHO luat în analiză (mg)	HCHO găsit (mg)	Eroarea %	Timp de oxidare (minute)	Temperatura de oxidare (°C)	Exces de NaOH 0,5N (ml)	Exces de Ag—4SB față de HCHO
1	6,18	6,22	+ 0,56	10	60°	1	2 : 1
2	6,18	6,19	+ 0,1	10	60°	0,5	2 : 1
3	12,36	10,05	−18,7	10	60°	1	1,1 : 1
4	6,18	4,22	−31.6	10	60°	10	2 : 1
5	6,18	6,29	+ 1,8	10	70°	1	2 : 1
6	6,18	5,94	− 3,8	5	60°	1	2 : 1

Din tabel se vede, că în condițiile optime stabilite (nr. 1 și 2), eroarea este sub 1%, ceea ce constituie o precizie satisfăcătoare pentru aceste tipuri de dozări. Ca un avantaj al metodei, trebuie menționat faptul, că ea nu este deranjată de prezența alcoolilor inferiori și a formiatului.

ПРИМЕНЕНИЕ СОЕДИНЕНИЯ СЕРЕБРА С 4-СУЛЬФОНАМИДО-БЕНЗОЙНОЙ КИСЛОТОЙ В КАЧЕСТВЕ ОКИСЛЯЮЩЕГО РЕАКТИВА В ЩЕЛОЧНОЙ СРЕДЕ

(РЕЗЮМЕ)

Рассматривается возможность применения соединения серебра с 4-сульфонамидо-бензойной кислотой (Ag —4CB) в щелочной среде, в качестве окисляющего реактива. В случае формальдегида можно применить метод косвенной дозировки путем вторичного титрирования избытка Ag—4 SB йодидом калия или сульфатом гидразина.

При этом методе ошибки не превосходят 1% ; метод не чувствителен к низшим спиртам и к формиату.

UTILISATION DE LA COMBINAISON DE L'ARGENT AVEC L'ACIDE 4-SULFONAMIDO-BENZOÏQUE COMME RÉACTIF D'OXYDATION EN MILIEU ALCALIN

(RÉSUMÉ)

On a étudié la possibilité d'utilisation de la combinaison de l'argent avec l'acide 4 sulfonamido-benzoïque (Ag—4 SB) en milieu alcalin, comme réactif à l'oxydation. Dans la cas de la formaldéhyde on a pu établir une méthode de dosage indirect par retitration de l'excès de Ag—4 SB avec iodure de potasium ou sulfate d'hydrazine.

Les erreurs sont au-dessous de 1% et la présence des alcools inférieurs du formiate, ne gêne pas.

BIBLIOGRAFIE

1. Facsko Gh. și Minges R., Talanta, 1960, v. 5, nr. 2. p. 102—7.
2. Facsko Gh. și Minges R., Buletin șt. și Tehnic al IPT, 1961, vol. 6 (20) fasc. 1, p. 63—67.
3. Kolthoff I. M., Volumetric analysis, vol. III ed. 1957, pag. 375.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL PARAMETRILOR CARE INFLUENȚEAZĂ CALITATEA PLUMBATULUI DE CALCIU

DE

E. KIMMEL, R. GROPȘIAN, A. COTOȘMAN și F. CLAICI

Lucrare prezentată la redacție la 20 martie 1962

Printre pigmenții noi anticorozivi mai puțin tratați în literatura de specialitate se numără și plumbatul de calciu, care se remarcă prin proprietăți anticorozive superioare [1], [2], [3], [4], [5] excelentă aderență pe suprafețele vopsite [6], culoare plăcută și preț de cost scăzut datorită conținutului redus în plumb.

Plumbatul de calciu se obține printr-o reacție endotermă între un compus de calciu capabil să se descompună la încălzire în oxid de calciu și un compus de plumb, care de asemenea la încălzire se descompune în oxid de plumb, în mediu oxidant, conform reacției:

$$PbO + 2CaO + {}^1/_2O_2 \rightleftarrows Ca_2PbO_4 + \Delta H.$$

Realizarea practică a reacției este deosebit de simplă, procesul tehnologic rezumîndu-se la măcinarea, omogenizarea și cernerea materiilor prime, calcinarea amestecului de reacție în mediu oxidant, măcinarea și cernerea produsului finit.

Obținerea unui pigment de bună calitate și de culoare dorită este condiționată de puritatea și finețea materiilor prime cît și de raportul între reactanți.

Incercările de laborator executate în cadrul prezentei lucrări au avut ca prim scop stabilirea parametrilor care influențează calitatea plumbatului de calciu obținut cu diferite materii prime, accesibile pentru scopuri industriale, în condiții diferite de temperatură, timp și raport între constituenți.

Ca materii prime s-au utilizat: litargă tehnică cu 98,06 % PbO, Calcit cu 97,30 % $CaCO_3$, carbonat de calciu precipitat cu 98,60 % $CaCO_3$, var cu 92,75 % CaO și hidroxid de calciu cu 98,50 % $Ca(OH)_2$.

Pentru formarea amestecului de reacție, materiile prime, în proporții calculate, s-au măcinat împreună, s-au cernut prin sita cu 10 000 ochiuri/cm^2,

după care s-au supus calcinării într-un cuptor electric cu acces de aer. Urmărirea mersului reacției s-a realizat prin dozarea conținutului în PbO_2 a produsului conform STAS 429-60.

Intr-o serie de încercări s-a urmărit influența temperaturii asupra procesului de formare a plumbatului de calciu, lucrînd cu raport molar CaO: PbO=2:1, timp de calcinare 2 ore. Rezultatele obținute sînt redate în fig. 1.

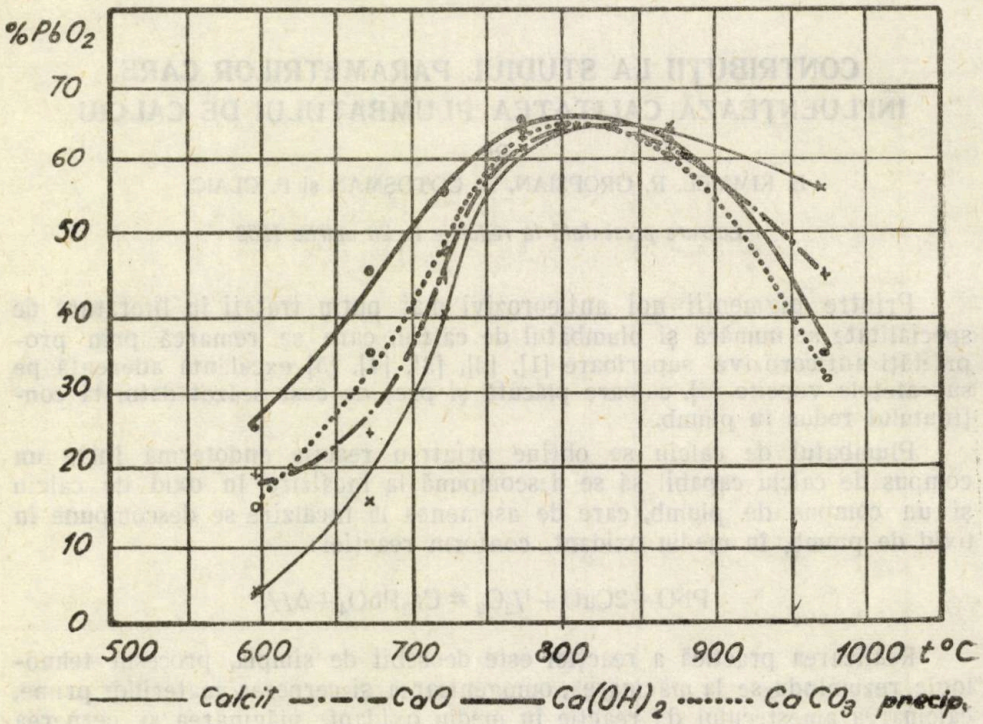


Fig. 1

Se constată că temperatura optimă de formare a plumbatului de calciu este de 770 °C în cazul folosirii ca materie primă calciferă a carbonatului de calciu precipitat, a varului și hidroxidului de calciu, fiind deplasată spre 850 °C în cazul folosirii calcitului. Scăderea conținutului in PbO_2 la depășirea temperaturii optime se explică prin descompunerea parțială a plumbatului de calciu format inițial.

Procesul de formare și descompunere a plumbatului de calciu s-a urmărit și prin metoda termogravimetrică.

Analizînd fig. 2 care redă formarea plumbatului de calciu din hidroxid de calciu și litargă, se constată că în prima fază, între 240 și 335 °C are loc deshidratarea hidroxidului de calciu, între 575—675 °C are lor o formare intensă a plumbatului de calciu prin absorbție de oxigen, iar peste temperatura de 675 °C produsul format începe să se descompună.

In fig. 2 este ilustrat şi procesul de descompunere a plumbatului de calciu, care se face simţit începînd cu temperatura de 575 °C, terminîndu-se la temperatură de 850 °C. Scăderea în continuare a greutăţii plumbatului de calciu peste această temperatură se datoreşte volatilizării oxidului de plumb rezultat în urma descompunerii.

Abaterile valorilor temperaturii de formare şi de descompunere a plumbatului de calciu determinate termogravimetric, faţă de cele observate anterior, pot fi explicate prin existenţa condiţiilor diferite de desfăşurare a reacţiei în cele două cazuri (suprafaţa de reacţie, grosimea stratului de material, accesul de oxigen etc.).

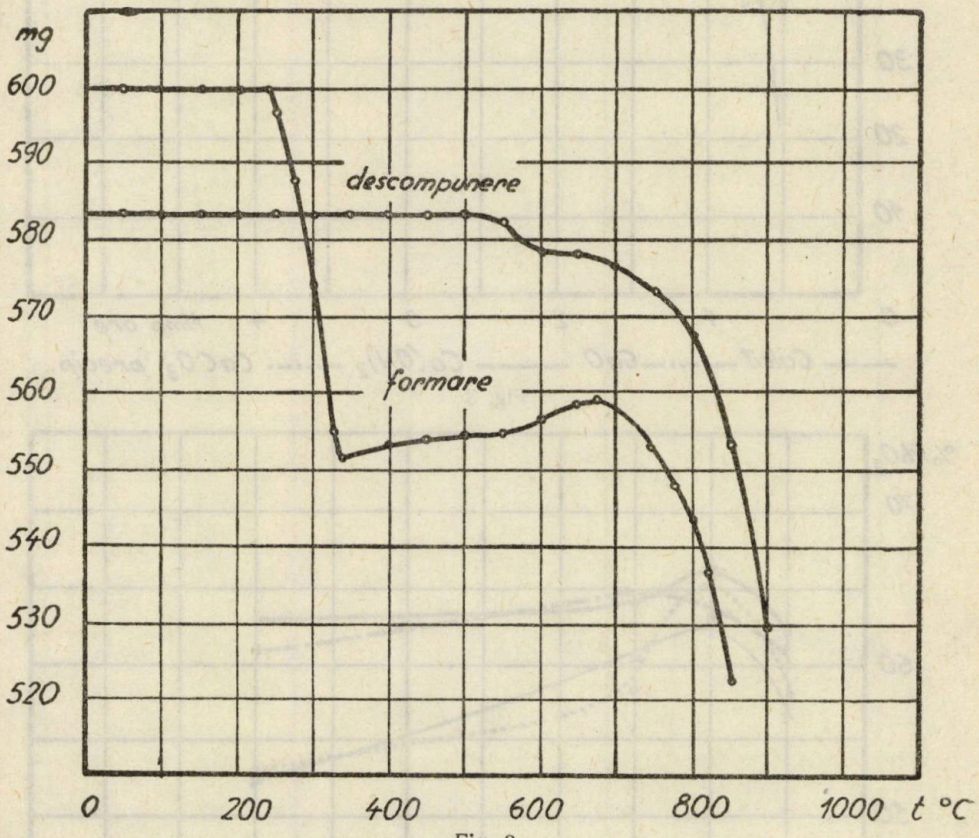


Fig. 2

In altă serie de încercări s-a urmărit mersul reacţiei de formare a plumbatului de calciu în raport cu timpul; temperatura s-a menţinut constantă la 770 °C, raportul molar CaO : PbO fiind de asemenea 2 : 1.

Examinînd datele totalizate în fig. 3 se observă că timpul optim necesar pentru obţinerea unui produs cu un conţinut maxim de PbO_2 este de 2 ore în cazul utilizării carbonatului de calciu precipitat şi hidroxidului de calciu şi de 3 ore în cazul calcitului şi varului.

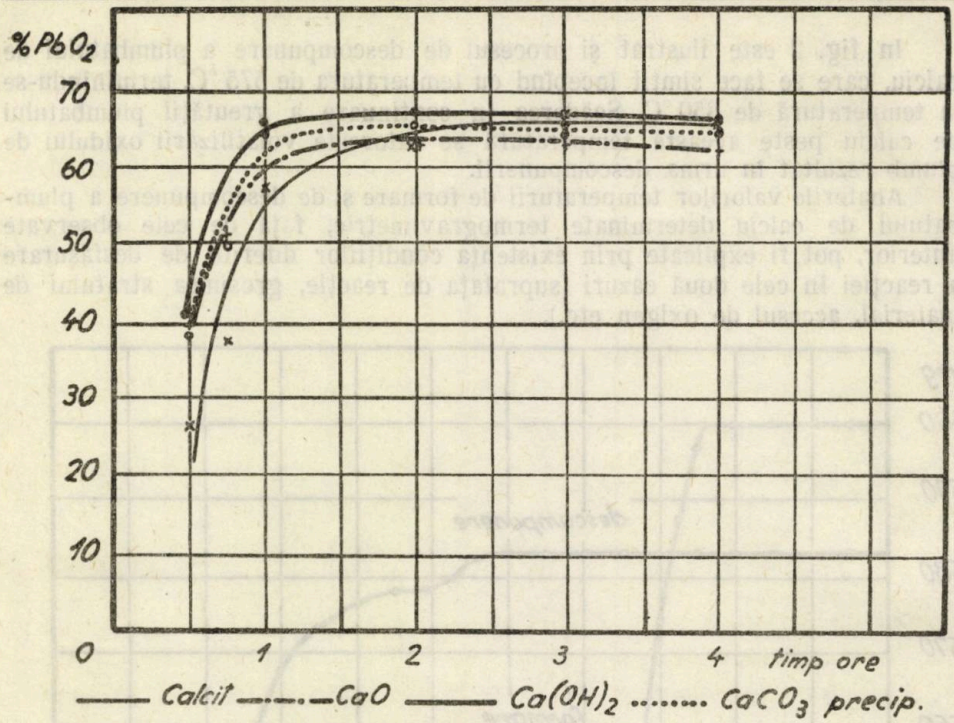

%PbO2
70
60
50
40
30
20
10
0
1
2
3
4
timp ore
Calcit
CaO
Ca(OH)2
CaCO3 precip.

Fig 3

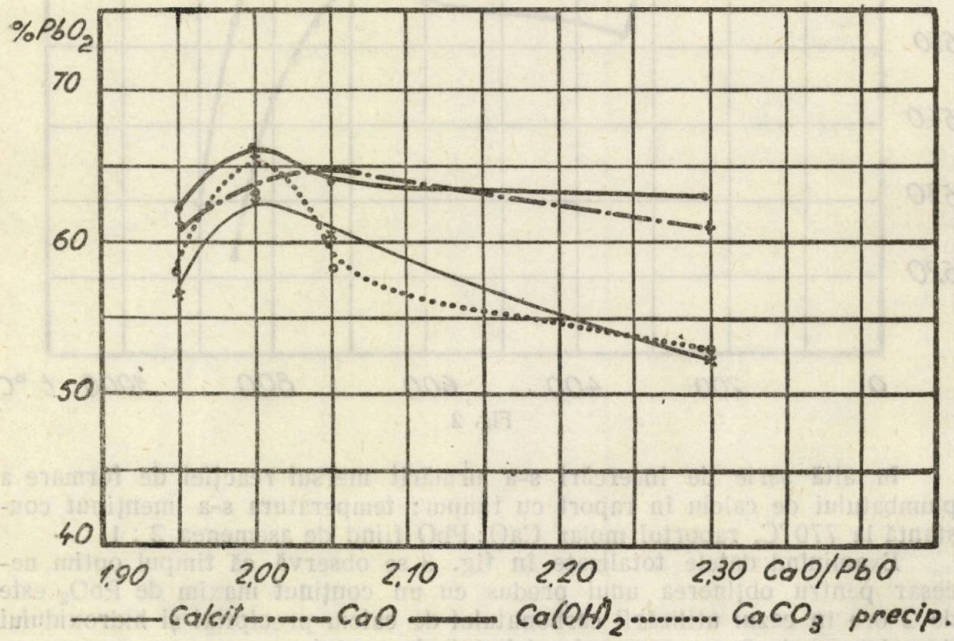

%PbO2
70
60
50
40
1,90
2,00
2,10
2,20
2,30
CaO/PbO
Calcit
CaO
Ca(OH)2
CaCO3 precip.

Fig. 4

Raportul molar între reactanți exercită influență atît asupra conținutului în PbO_2 a plumbatului de calciu obținut, cît și asupra culorii pigmentului. Conform încercărilor efectuate și redate în fig. 4 pentru obținerea unui conținut ridicat în PbO_2, se recomandă ca optim raportul stoichiometric între CaO și PbO, adică 2 : 1, cu excepția folosirii varului ca materie primă. Surplusul de CaO se manifestă însă favorabil în privința culorii, ducînd la nuanțe mai deschise. Probele s-au calcinat timp de 2 ore la 770 °C.

La produsele obținute în condițiile optime stabilite mai sus, s-au determinat principalele caracteristici de pigmentare, obținînd valori apropiate de cele indicate în literatura de specialitate [1].

Datele comparative reies din tabela 1.

Tabela 1

Proba	Caracteristici	Felul materiei prime			
		Calcit	Carbonat de calciu precipitat	Var	Hidroxid de calciu
1	Coloare	bej	bej deschis	bej închis	bej
2	Greutate specifică aparentă în stare netasată g/dm³	1185	354	1345	798
3	Greutate specifică aparentă în stare tasată g/dm³	1793	637	1940	1189
4	Absorbție de ulei %	12	33	13	20
5	Putere de acoperire g/m²	137	99	113	99

Vopselele de bază pe plumbat de calciu prezintă o bună stabilitate, datorită densității relativ mici a plumbatului (5,6—5,8), față de miniul de plumb (8,6). Plumbatul de calciu conferă vopselelor în care este conținut o putere inhibitoare de coroziune comparabilă cu a miniului de plumb. Acest fapt reiese din fig. 5 care redă rezultatele încercărilor întreprinse în vederea determinării rezistenței la coroziune a peliculelor de vopsele pe cale electrochimică, încercări bazate pe variația densității de curent în funcție de timp [7]. S-a lucrat la o tensiune constantă de 2 V, folosind ca electrolit o soluție de clorură de sodiu 5%. O creștere bruscă a densității de curent se constată după 3 ore în cazul miniului de plumb și după 4,5 ore în cazul plumbatului de calciu.

Din lucrarea de față reies condițiile optime de temperatură, timp și raport între constituenți, în funcție de materiile prime calcifere. Cu probele obținute în condiții optime s-au stabilit principalele caracteristici de pigmentare.

In urma rezultatelor obținute, hidroxidul de calciu s-a dovedit ca materia primă cea mai corespunzătoare în vederea obținerii plumbatului de

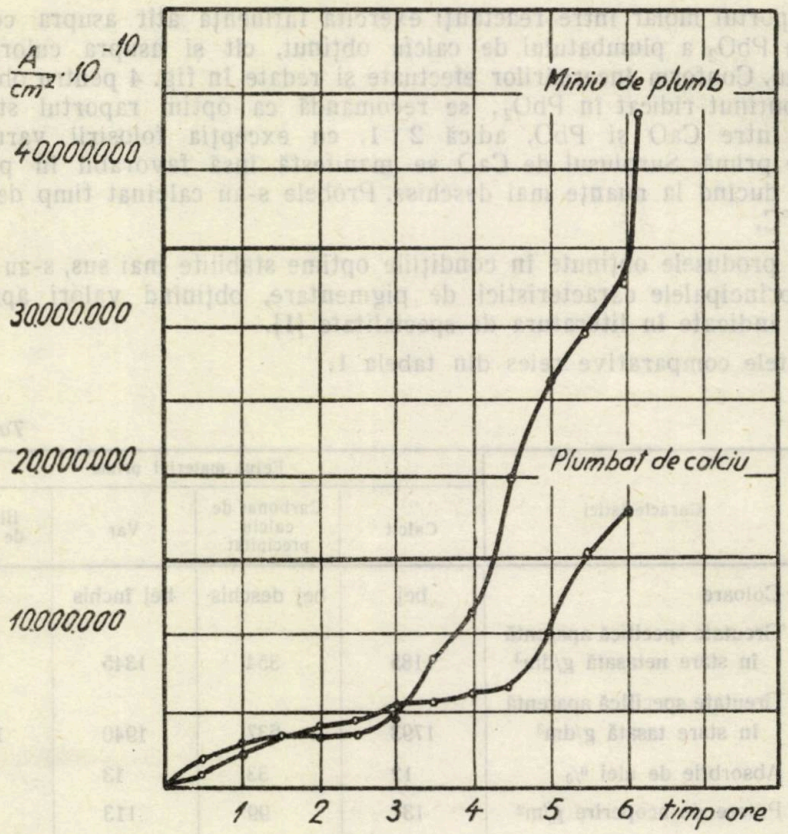


Fig. 5

calciu cu conținut în PbO_2 apropiat de cel teoretic și cu proprietăți bune de pigmentare.

In comparație cu miniul de plumb, plumbatul de calciu are o putere inhibitoare de coroziune remarcabilă.

LABORATORUL DE TEHNOLOGIA SUBSTANȚELOR ANORGANICE AL FACULTĂȚII DE CHIMIE INDUSTRIALĂ TIMIȘOARA

К ИССЛЕДОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ ВЛИЯЮЩИХ НА КАЧЕСТВО СВИНЦОВОГО КАЛЬЦИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Установлены оптимальные условия получения свинцового кальция в зависимости от температуры, времени и отношения между составляющими, а также от промышленного кальциевого сырья. Для более глу-

бокого наблюдения этого явления применялся термогравиметрический метод.

Из образцов полученных в оптимальных условиях были установлены главные характеристики пигментации. Способность продукта замедлять коррозию была исследована электрохимическим путем, по сравнению со свинцовым суриком.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE DES PARAMÈTRES QUI INFLUENT SUR LA QUALITÉ DU PLOMBATE DE CALCIUM

(RÉSUMÉ)

Les conditions optima de la formation du plombate de calcium on été déterminées en fonction de température, de temps, du rapport qui existe entre les constituants et des matières premieres calcifères à la disposition de l'industrie.

En vue d'une étude plus approfondie du processus de formation et de décomposition, on a utilisé la méthode thermo-gravimétrique.

Vu les résultats obtenus dans les conditions optima, on a établi les principales caractéristiques de pigmentation. La force inhibitrice de corrosion du produit a été étudiée par voie électro-chimique, par comparaison avec le minium de plomb.

BIBLIOGRAFIE

1. Belenkii E. F., Riskin I. V., *Himia i Tehnologia Pigmentov*, Leningrad, 501 (1960).
2. Rabaté H., Peintures, Pigments-Vernis, 10, 891 (1957); 3, 103 (1958).
3. Read N. J., Peintures, Pigments-Vernis, 2, 151 (1957); 12, 1113 (1957); 3, 161 (1959).
4. Koutnik V., Benes I., Chemicky Prumysl, 10, 511 (1959).
5. Knudsen K. E., Peintures, Pigments-Vernis, 12, 1106 (1957).
6. Ghysolfi G., Dailland, Peintures, Pigments-Vernis, 3, 163 (1960).
7. Wirth J. K., Doberan B., Machu W., *Coroziunea fierului sub pelicule protectoare, în spectal de vopsele*, I. D. T. Bucureşti, 13 (1954).

STUDIUL CAPACITĂȚII MODIFICATOARE A UNOR RĂȘINI ALCHIL-FENOL-FORMALDEHIDICE

DE

I. NANU și V. BOBOESCU

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

In lucrări anterioare [1—3] am arătat că folosind amestecuri de alchil-fenoli obținuți prin alchilarea fenolului cu alcoli în prezența unor cantități mari de clorură de zinc în condiții de anhidritate avansată, se pot sintetiza rășini de tip „ulei-reactive" [4—6]. Dispersia structurală a componenților fenolici participanți în construcția acestor rășini, nu a modificat solubilitatea și reactivitatea caracteristică a policondensatelor de tip rezolic, care s-au comportat în modul cunoscut față de uleiul de tung. Peliculele realizate din aceste rășini și uleiuri sicative, la condiții egale de preparare și încercări, au proprietăți asemănătoare cu filmele rășinii *p*-terț-butilfenol-formaldehidice.

Urmărind precizarea reactivității acestor rășini, în vederea stabilirii unor criterii comparative utilizabile atît în interiorul seriilor sintetizate cît și față de rășina *p*-terț-butilfenol-formaldehidică luată ca model de rășină alchil-fenolică ulei-reactivă, am constatat că este greu de apreciat, diferențial, capacitatea reactivă în procesul topirii cu ulei de tung. Nesaturarea particulară a acestui ulei, permite după cum se știe [7], obținerea unor soluții omogene chiar cu rășini de alchil-fenoli inferiori, în condiții ce nu se realizează cu alte uleiuri sicative și am putut presupune un efect de mascare a capacității reactive proprii a rășinilor prin acțiunea uleiului de tung. Spumarea abundentă în timpul topirii cu ulei, constatate la unele din sinteze, are alte explicații [8] și nu a putut fi reținută drept criteriu de apreciere a reactivității.

Am socotit avantajoasă și cu posibilități de-a sesiza diferențieri, urmărirea comportării rășinilor alchil-fenol-formaldehidice sintetizate de noi, față de alte produse nesaturate, în particular față de colofoniu și esterul său cu glicerina.

Rășinile alchil-fenol-formaldehidice de tip ulei-reactive, formează un caz particular de rășini rezolice, care, avînd teoretic mai puține posibilități

de continuare a reacţiilor decît o răşină rezolică obţinută de la un fenol foarte reactiv, are totuşi un surprinzător potenţial de reacţie demonstrat îndeosebi faţă de substanţe nesaturate.

H. Hönel a arătat că prin topirea cu ester de colofoniu a unor răşini obţinute din diferiţi alchil-fenoli puri cu formaldehidă [9] se obţin alte răşini, care au puncte de topire superioare fiecăruia dintre componenţi, iar soluţiile lor în uleiuri sicative arată o creştere apreciabilă a vîscozităţii.

Răşinile rezultate, ca urmare a reacţiei dintre colofoniu şi condensatul fenolic, prin topire la 200—250°, sînt răşini acide avînd caracterul unor acizi de tip macromolecular poli carboxilici, fiind asemănătoare cu aşa numiţii acizi albertolici. Dacă reacţia are loc între esterul de colofoniu şi condensatul fenolic se obţin răşini aproape neutre, analoage cu răşinile albertolice [10].

Trebuie observat însă că punctele de topire mai ridicate ale noilor răşini, respectiv chiar creşterile relative ale temperaturilor de topire notate de Hönel [9], sînt valori ce se deplasează, la acelaşi tip de condensat, atît în funcţie de proporţia de răşină fenolică, cît şi după gradul ei de avansare şi ca atare reprezintă cazuri relativ particulare ale fiecărei sinteze.

Efectul de întărire produs de răşinile alchil-fenolice asupra colofoniului şi asupra esterului său poate totuşi constitui un criteriu de apreciere a capacităţii de reacţia a acestor policondensate, dacă se păstrează condiţiile pentru date comparative.

In lucrările noastre nu am pus accent pe importanţa valorilor absolute, ci ne-am bazat pe rezultate comparative, obţinute în condiţii de lucru asemănătoare, pentru ca efectul modificator să fie adus numai de condensatul fenolic. In cazul unei schimbări a condiţiilor de lucru — în special prelungirea timpului de reacţie, ridicarea temperaturii — se obţin valori mai bune la unii indici, dar fără interes pentru scopul urmărit.

Mecanismul reacţiilor prin care se ajunge la răşini fenolice modificate, este complicat şi nesigur [11], [12]. In general se folosesc policondensate ale fenolilor foarte activi, de tip rezolic, cu greutate moleculară mijlocie mică în proporţie scăzută (15—25 %) faţă de agentul modificator colofoniu (75—85 %). Din cauza proporţiilor inversate, se poate considera, fără eroare, componenta fenolică ca agent de modificare. La aceste răşini fenolice modificate, numite adesea şi copaluri sintetice, una din reacţiile principale este, după Hultzsch [13], formarea unor cicluri croman, cu participarea oxigenului fenolic şi a unei grupe metilolice din poziţia orto, respectiv prin orto-chinon-metida corespunzătoare.

Mecanismul reacţiilor de modificare cu răşinile butil-, respectiv *i*-amil-fenolformaldehidice este încă mai greu de precizat, atît din cauza compoziţiei eterogene a alchil-fenolilor folosiţi, cît şi din faptul că grupele reactive metilolice sînt de la început un număr mai restrîns, fiind solicitate şi în procesul de creştere al răşinii.

Deoarece reactivitatea acestor policondensate este dovedită experimental atît față de uleiul de tung [4], [5] cît și față de rășini naturale nesaturate, credem că acest fapt pledează pentru acceptarea activării altor poziții din nucleul fenolic, ținînd seama de temperaturile înalte la care se lucrează.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Material și metode

Rășinile butil-fenol-formaldehidice și *i*-amil-fenol-formaldehidice folosite în reacțiile de modificare s-au sintetizat în laborator în condiții de condensare alcalină, cu rapoarte molare alchil-fenol: formaldehidă 1 : 1,5 și 1 : 2. Alchil-fenolii provin din sinteze executate în condiții descrise anterior [1], [2] și reprezintă amestecuri de izomeri, condiționate prin fracționări simple. S-au păstrat pentru rășini indicativele folosite în sintezele anterioare [4], [5]. Datele caracteristice pentru rășinile utilizate și alchil-fenolii corespunzători sînt cuprinse în tabela 1.

Tabela 1

Indicativul rășinii	Raport molar alchil fenol formaldehidă	Tipul de alchil fenol	Fracțiunea de alchilat [1]	PT Rășină °C	Observații
A_4	1 : 1,5	butil-fenol	220—250° [2]	56—58	1. Produsul de alchilare brut a fost în prealabil condiționat urmărind îndepărtarea fenoluiui nealchilat.
B_3	1 : 2	butil-fenol	220—250° [2]	52—54	
1b	1 : 1,5	amil-fenol	230 —272° [3]	61—63	
1c	1 : 1,5	amil-fenol	230—272° [3]	65—67	
1d	1 : 1,5	amil-fenol	230—272° [3]	64—66	2. Fracțiunea 220—250° este considerată liberă de fenol nealchilat și bogată în monobutil fenol
2a	1 : 2	amil-fenol	230—272° [3]	58—60	
2b	1 : 2	amil-fenol	230—272° [3]	61—63	
2c	1 : 2	amil-fenol	230—272° [3]	63—65	
3c	1 : 2	amil-fenol	200—230°	56—58	3. Fracțiunea 230—272° este considerată liberă de fenol nealchilat și bogată în *p*-terț amil fenol
UF 1c	1 : 1,5	fenol alchilat cu ulei de fuzel	230—272°	59—61	
UF 2c	1 : 2	„	230—272°	61—63	4. Rășina S 1001 este o rășină originală *p*-terțiar butil fenol formaldehidică.
UF 4c	1 : 2	„	200—267°	57—59	
S 1001 [4]	—	*p*-terțiar butil-fenol	—	68—70	

Componenta modificatoare a fost colofoniu respectiv esterul de colofoniu, produse industriale. S-au întrebuinţat cîte două tipuri din fiecare cu caracteristicile din tabela 2.

Tabela 2

	PT °C	IA mg KOH/g
Colofoniu I	67	172
Colofoniu II	71	195
Ester I	60–61	34
Ester II	80–82	19

Pentru comparaţii s-au făcut modificări cu răşină *p*-terţ-butilfenolică industrială (superbeckacite 1001).

Condiţiile de lucru s-au fixat pentru toate reacţiile de modificare, la 1 oră de menţinere a topiturii componenţilor la 210—230 °C, atît pentru obţinerea răşinilor acide — cu colofoniu — cît şi pentru răşinile cu aciditate scăzută — cu ester de colofoniu.

Punctele de topire ale componenţilor şi ale produselor modificate s-au determinat prin metoda capilarei.

Rezultate şi discuţii

Lucrările au cuprins trei linii principale: a) obţinerea unor modificate de tip acid albertolic, folosind colofoniul ca agent modificator, b) obţinerea în continuare a unor răşini modificate prin esterificarea cu glicerină a acizilor albertolici şi c) obţinerea directă a unor răşini albertolice folosind ca agent modificator ester de colofoniu.

a) *Modificări cu colofoniu.* S-au folosit cantităţi crescînde de răşină alchil-fenolică, între limitele 5 şi 30 părţi la 100 părţi colofoniu. In timpul reacţiei se observă o spumare puternică, mergînd pînă la dublul volumului iniţial al reactanţilor.

Se constată că în urma modificării se obţin răşini acide, avînd indici de aciditate cu atît mai scăzuţi cu cît creşte proporţia de condensat fenolic (tabela 3).

Aciditatea se menţine la valori care arată neîndoielnic că în reacţia de modificare nu participă cu efect principal grupele acide ale componenţilor. Indicii de aciditate sînt foarte apropiaţi de valorile medii calculate pentru amestecuri. Răşina martor superberkocst 1001, prezintă aceeaşi evoluţie a indicilor de aciditate.

Modificarea este pusă în evidenţă ca efect de întărire care se traduce în ridicarea punctului de topire a răşinii omogene rezultate. In tabela 3 şi diagrama 1 se arată că odată cu creşterea conţinutului de component fenolic, se obţine şi o importantă ridicare a punctului de topire, depăşind mult temperaturile de topire ale componenţilor iniţali.

Tabela 3

Indicativul rășinii	PT °C								IA mg KOH/gr							
	Colofoniu	Părți rezol fenolic la 100 p colofoniu						Rezol fenolic	Colofoniu	Părți rezol fenolic la 100 p colofoniu						Rezol fenolic
		5	10	15	20	25	30			5	10	15	20	25	30	
		I	II	III	IV	V	VI			I	II	III	IV	V	VI	
A_4	67	—	86	—	98	—	112	57	172	—	162	—	149	—	136	57
B_3	71	81	86	96	104	114	118	53	195	159	133	118	114	102	93	56
1b	71	76	82	87	89	93	97	62	195	181	172	170	166	161	155	58
1c	71	77	81	84	88	94	99	66	195	186	180	175	161	160	154	56
1d	71	77	79	84	85	89	94	65	195	185	181	177	172	165	155	56
2a	71	74	77	85	91	95	100	59	195	183	180	173	165	164	159	61
2b	71	74	81	88	90	96	97	62	195	181	182	177	168	162	155	61
2c	71	74	74	81	85	87	100	64	195	186	182	176	168	164	154	53
2d	71	72	75	80	86	89	94	69	195	181	178	174	170	165	159	62
3c	71	72	76	—	—	—	94	57	195	187	181	—	—	—	174	48
UF 1c	71	75	76	80	86	92	94	60	195	—	—	—	—	—	167	66
UF 2c	71	—	80	85	90	—	98	62	195	—	—	—	170	—	163	69
UF 4c	71	—	79	85	89	95	101	58	195	—	—	—	—	—	164	66
S 1001	67	84	94	100	109	118	125	72	172	166	158	156	150	144	142	72

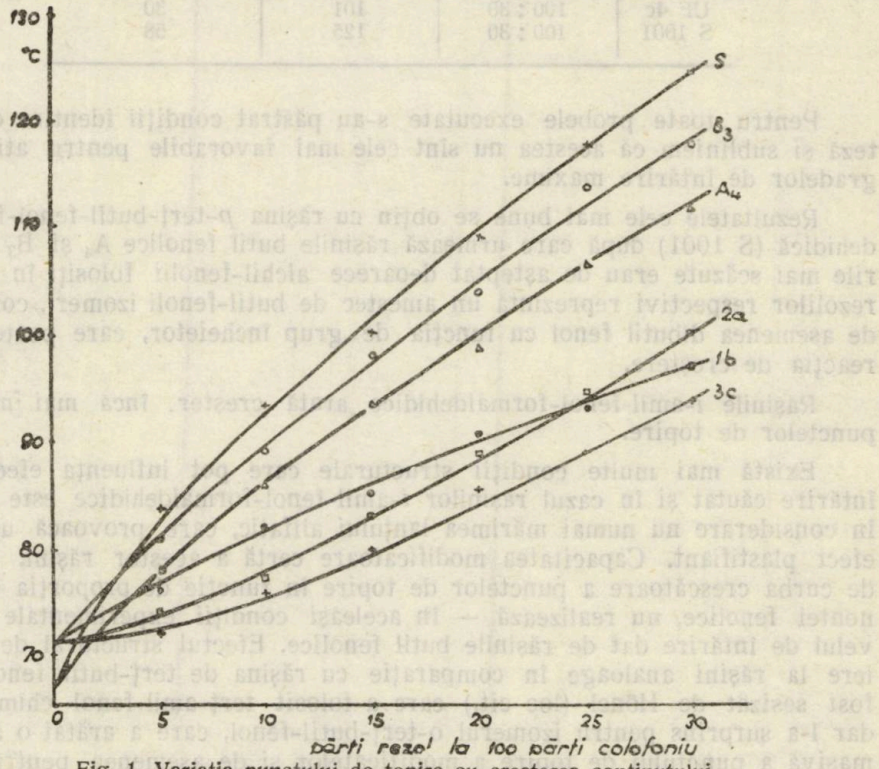


Fig. 1. Variația punctului de topire cu creșterea conținutului de rășină alchil fenolică

Răşina *p*-terţ-butilfenolică martor, arată aceeaşi scară de temperaturi crescătoare, la un nivel puţin mai ridicat.

In mod mai evident apar, în tabela 4, diferenţele de puncte de topire, considerate numai pentru modificatele cu maximum de răşină fenolică şi raportate la punctul de topire al răşinii naturale utilizate în fiecare probă.

Tabela 4

Tip rezol	Raport Colofoniu : rezol	PT °C răşină modificată	Diferenţa PT răşină modificată şi colofoniu °C
A_4	100 : 30	112	45
B_3	100 : 30	118	47
1b	100 : 30	97	26
1c	100 : 30	99	28
1d	100 : 30	94	23
2a	100 : 30	100	29
2b	100 : 30	97	26
2c	100 : 30	100	29
2d	100 : 30	94	23
3c	100 : 30	94	23
UF 1c	100 : 30	94	23
UF 2c	100 : 30	98	27
UF 4c	100 : 30	101	30
S 1001	100 : 30	125	58

Pentru toate probele executate s-au păstrat condiţii identice de sinteză şi subliniem că acestea nu sînt cele mai favorabile pentru atingerea gradelor de întărire maxime.

Rezultatele cele mai bune se obţin cu răşina *p*-terţ-butil-fenol-formaldehidică (S 1001) după care urmează răşinile butil fenolice A_4 şi B_3. Valorile mai scăzute erau de aşteptat deoarece alchil-fenolii folosiţi în sinteza rezolilor respectivi reprezintă un amestec de butil-fenoli izomeri, conţinînd de asemenea dibutil fenol cu funcţia de grup încheietor, care poate bloca reacţia de creştere.

Răşinile *i*-amil-fenol-formaldehidice arată creşteri încă mai mici ale punctelor de topire.

Există mai multe condiţii structurale care pot influenţa efectul de întărire căutat şi în cazul răşinilor *i*-amil-fenol-formaldehidice este de luat în considerare nu numai mărimea lanţului alifatic, care provoacă un uşor efect plastifiant. Capacitatea modificatoare certă a acestor răşini, arătată de curba crescătoare a punctelor de topire în funcţie de proporţia componentei fenolice, nu realizează — în aceleaşi condiţii experimentale — nivelul de întărire dat de răşinile butil fenolice. Efectul structural de înmuiere la răşini analoage în comparaţie cu răşina de terţ-butil fenol nu a fost sesizat de Hönel (loc cit.) care a folosit terţ-amil-fenol chimic pur, dar l-a surprins pentru izomerul o-terţ-butil-fenol, care a arătat o scădere masivă a punctului de topire a modificatelor şi de asemenea pentru terţ-octil-fenol (condensări cu ester de colofoniu).

In rășinile sintetizate de noi, cu colofoniu participă alchilfenoli izomeri structurali și de poziție, în amestec, care situează condensatele în altă poziție decît aceea a rășinilor de alchil-fenoli puri.

Influențele structurale ce se suprapun sînt în primul rînd datorate alchil-fenolului prin mărimea, structura și poziția în nucleu a restitui alchilic precum și prin existența unor cantități de dialchil-fenol. In al doilea rînd intervin variațiile de structură și mărime ale policondensatului de alchil-fenol cu formaldehida, în care o pondere mare are, pe lîngă condițiile sintezei, procesul de întărire ulterioară, obligatoriu în sinteză, dar cu efect necontrolabil.

Din cauza suprapunerilor acestor influențe nu s-a putut sesiza o diferențiere cerută în capacitatea modificatoare și după variația raportului molar alchil-fenol formaldehidă. Este probabil că factorul raport molar care a acționat în mod vizibil la sinteza și tratamentul de întărire ulterioară a rășinii fenolice, nu mai este suficient de distanțat pentru a acționa ca în în cazul rășinilor de alchil-fenoli puri. Au intervenit de asemenea și unele condiții deosebite folosite la sinteze.

b) S-a urmărit efectul esterificării în continuare, a rășinilor de tip acid albertolic, cu glicerină, urmărind procesul prin variația indicilor de

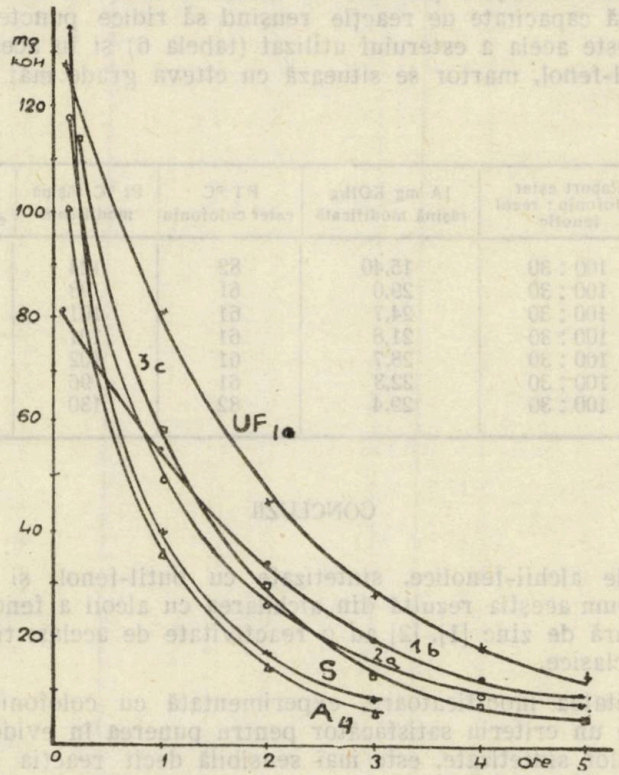


Fig. 2. Variația indicilor de aciditate cu timpul de esterificare

aciditate pînă la valori apropiate de 10 mg KOH/g (fig. 2) au fost reținute pentru această probă numai modificatele cu conținut maxim de rășină alchil-fenolică. Rășinile acide esterificate în 3 ore nu și-au modificat punctele de topire. Prelungind timpul de reacție la 5 ore, prin continuarea reacțiilor de întărire, se obțin rășini cu puncte de topire mai ridicate.

Tabela 5

Indicativul rășinii	Raport colofoniu : rezol	Temperatura de esterificare, °C	Timp esterificare, h	PT °C	IA mg KOH/g
A_4	100 : 30	280	3	111	7,50
B_3	100 : 30	280	3	120	8,35
1b	100 : 30	280	5	142	10.4
2a	100 : 30	280	5	130	9,40
3c	100 : 30	280	5	134	7,20
UF 1c	100 : 30	280	5	130	10,6
S 1001	100 : 30	280	3	126	9,49

c) Incercările de modificare directă a rășinilor fenolice cu ester de colofoniu, pentru a obține produse cu aciditate scăzută, arată că rășinile au o însemnată capacitate de reacție reușind să ridice punctele de topire cu 35—40° peste acela a esterului utilizat (tabela 6) și în acest caz rășina de *p*-terț-butil-fenol, martor se situează cu cîteva grade mai sus.

Tabela 6

Tip rezol	Raport ester colofoniu : rezol fenolic	IA mg KOH/g rășină modificată	PT °C ester colofoniu	Pt °C rășină modificată	Diferența PT rășină modificată și ester colofoniu, °C
A_4	100 : 30	15,40	82	124	42
B_3	100 : 30	29,0	61	98	37
1b	100 : 30	24,7	61	101	40
2a	100 : 30	21,8	61	101	40
3c	100 : 30	28,7	61	102	41
UF 1c	100 : 30	22,3	61	96	35
S 1001	100 : 30	29,4	82	130	48

CONCLUZII

1. Rășinile alchil-fenolice, sintetizate cu butil-fenoli și *i*-amil-fenoli izomeri, așa cum aceștia rezultă din alchilarea cu alcoli a fenolului în prezență de clorură de zinc [1], [2] au o reactivitate de același tip cu rășinile ulei-reactive clasice.

2. Capacitatea modificatoare, experimentată cu colofoniu și ester de colofoniu, este un criteriu satisfăcător pentru punerea în evidență a reactivității rășinilor sintetizate, este mai sensibilă decît reacția cu uleiuri și permite aprecieri comparative.

3. Rășinile butil și *i*-amil-fenol-formaldehidice obținute din amestecuri de izomeri, se situează în apropierea rășinii *p*-terț-butil-fenol-formaldehidică, dar cu o capacitate de întărire mai scăzută.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕОБРАЗУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ НЕКОТОРЫХ АЛКИЛ-ФЕНОЛ-ФОРМАЛЬДЕГИДОВЫХ СМОЛ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагается исследование бутил — соответственно *i* — амил-фенол-формальдегидовых смол, с целью установления их реактивности по сравнению с *p* — третично-бутил-фенол-формальдегидовой смолой.

Предлагаемый метод наблюдения над преобразующей способностью дает удовлетворительные результаты и способствует выявлению структурных различий между отдельными категориями рассмотренных смол.

ETUDE SUR LA CAPACITÉ MODIFICATRICE DE QUELQUES RÉSINES ALKYL-PHÉNOL-FORMALDÉHYDIQUES

(RÉSUMÉ)

On présente des essais faits sur des résines butyl- respectivement -*i*-amyl-phénol-formaldéhydiqes pour établir leur réactivité en comparaison avec la résine *p*-tertiaire-butyl-phénol formaldéhydique.

La méthode proposée pour l'accroissement de la capacité modificatrice, donne des résultats satisfaisants et on a pu observer des différences de structure entre les différents types de résines étudiées.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Nanu, I. Manoviciu, Studii și cercet. șt. chimice Acad. R.P.R. Timișoara V, 1–2 (1958) p. 145.
2. I. Nanu, I. Manoviciu, Bul. Științific și Tehnic I.P.T. 3 (17) 1958 p. 217.
3. I. Nanu, I. Manoviciu, Studii și cercet. șt. chimice, Acad. R.P.R. Timișoara VIII, 1–2 1961 p. 109.
4. I. Nanu, I. Manoviciu, Studii și cercet. șt. chimice, Acad. R.P.R. Timișoara V, 3–4 1958, p. 147.
5. I. Nanu, I. Manoviciu, Studii și cercet. șt. chimice, Acad. R.P.R. Timișoara VII, 1–2 1960 p. 169.
6. I. Nanu, I. Manoviciu, Studii si cercet. șt. chimice, Acad. R.P.R. Timișoara VIII, 3–4 1961 p. 275.
7. J. Scheiber, Chemie und Technologie der künstlichen Harze, Stuttgart 1949, p. 552, 560.
8. K. H. Dold, Schweiz. Arch. angew. W. u. I 3, (1937) p. 287.
9. H. Hönel, Beckacite Nachr. 7, H. 2 (1939) p. 7.
10. P. O. Powers, I.E.C. **43**, (1951), p. 1772.
11. B. Golding, Polymers and resins, Van Nostrand New York (1959) p. 188.
12. K. Hultzsch, Chemie der Phenolharze, Springer-Berlin (1950) p. 159.
13. K. Hultzsch, J. pract. Chem. (2) **158** (1941) p. 275.

3. Rășinile butil și i-amil-fenol-formaldehidice obținute din amestecuri de izomeri, se situează în aproprierea rășinii p-terț-butil-fenol-formaldehidă, dar cu o capacitate de întărire mai scăzută.

STUDIUL FORMĂRII AMESTECULUI EXPLOSIV LA MOTORUL SR101 IN VEDEREA REDUCERII CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL

DE

M. BĂNĂRESCU, TR. RAICA, M. TRUȘCULESCU, N. LEMNEANU

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

1. INTRODUCERE

Lucrarea are de scop să studieze felul cum se face încărcarea motorului SR101 cu amestec explosiv și în special comportarea carburatorului VT502 la diferite regimuri de funcționare, în vederea îmbunătățirii parametrilor de funcționare ai motorului.

Experiențele s-au efectuat în Laboratorul de Mașini Termice, de la I. P. T. și s-au desfășurat în două etape: In prima etapă s-au stabilit parametrii de funcționare ai motorului în condițiile normale de lucru (cu filtru de aer). In etapa doua s-a montat instalația pentru măsurat debitul de aer, în timpul măsurătorilor realizîndu-se, pentru o putere și turație dată, aceeași depresiune Δp în secțiunea minimă a difuzorului carburatorului ca și în cazul funcționării cu filtru. Acest lucru s-a reușit cu ajutorul unui compresor de aer centrifug și a unei clapete montate în fața rezervorului de egalizare a presiunilor.

Lucrarea își propune să rezolve următoarele probleme:

a) Stabilirea, pe baza caracteristicilor de sarcină la 1600, 2000 și 2400 rot/min, puterii, consumului de combustibil și depresiunii Δp (etapa I); puterii, consumului de combustibil, coeficientului de exces de aer λ și randamentului volumetric (etapa II).

b) Posibilitatea reducerii consumului specific de combustibil prin modificarea carburatorului.

2. METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIMENTALE

2.1. Descrierea instalației

Incercările s-au efectuat la un stand, fig. 1, cuprinzînd:

a) Motor SR101, răcit cu apă cu radiator și eventual în circuit deschis. Pentru răcirea uleiului s-a montat un radiator de ulei cu circulație sub presiune.

b) Frînă hidraulică Junkers tip D4K.

c) Masă de comandă cu aparatură pentru a măsura: temperatura uleiului, apei şi presiunea uleiului.

d) Instalaţie volumetrică pentru măsurat consumul de combustibil.

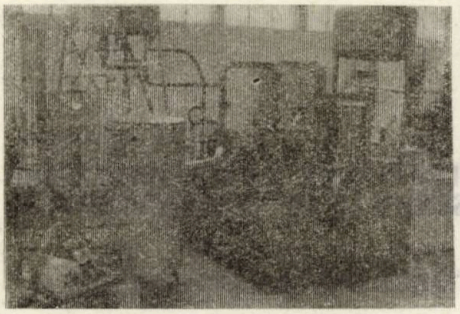


Fig. 1. Vedere de ansamblu

e) Instalaţie pentru măsurarea debitului de aer, constînd dintr-un ajutaj din bronz cu $d=38{,}5$ şi $D=70$ mm, compresor centrifug antrenat de un motor electric la 2800 rot/min sau la 5000 rot/min, rezervor de egalizare a presiunilor de 0,42 m³ şi conducte de legătură cu carburatorul.

f) Dispozitiv momentoscop pentru măsurarea avansului la aprindere.

g) Aparate anexe: termocuple pentru măsurat temperatura gazelor de eşapament, higrometru, barometru cu mercur, tuburi piezometrice cu apă şi mercur, stroboscop electronic pentru măsurarea turaţiei, cronometru de precizie 0,1 s.

2.2. Rezultate experimentale

Pentru a urmări comportarea carburatorului s-au măsurat debitele de apă pentru toate jicloarele a trei carburatoare, la diferite presiuni.

Caracteristicele de sarcină s-au ridicat citind următoarele mărimi:

n (rot/min) — turaţia motorului
F (kg) — forţa de frînare
$G=720$ g — greutatea combustibilului consumat în timpul τ măsurat volumetric,
Δp (mm H_2O) — depresiunea în secţiunea minimă a difuzorului carburatorului
Δp_1 (mm H_2O) — depresiunea în camera de nivel constant a carburatorului
h (mm H_2O) — diferenţa de presiune la ajutaj
B (mm Hg) — presiunea barometrică
T (°K) — temperatura mediului ambiant
φ (%) — umiditatea relativă
t_g (°C) — temperatura gazelor
p_u, t_u — presiunea şi temperatura uleiului
t_i, t_e — temperatura apei la intrarea şi ieşirea din motor.

S-au calculat:

— Puterea efectivă

$$P_e=KFn \qquad (2.1)$$

în care $K=1{,}4\cdot10^{-3}$.

— Puterea efectivă redusă la condițiile normale 760 mm Hg și 15° C

$$P_{e0} = P_e \frac{B_0}{B} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \tag{2.2}$$

— G_e (kg/h) — consumul orar de combustibil;

— g_e (g/CPh) — consumul specific de combustibil;

— $\lambda = \frac{V_0}{G_e L_{min}}$ — coeficientul de exces de aer al amestecului explosiv calculat pentru volumul de aer aspirat V_0 (Nm³usc/h) și aerul minim $L_{min} = 11{,}56$ Nm³/kg corespunzînd unei benzine cu $C = 0{,}85$ și $h = 0{,}15$.

— $\eta'_v = \frac{V'}{0{,}1665n}$ — randamentul volumetric al motorului pentru aer, fără a ține seama de combustibilul din amestec, calculat pentru volumul de aer aspirat V' (m³um/h) și cilindreea $V_h = 5{,}55$ l.

— $\eta_v = \left(1 + \frac{1}{M\lambda L_{min}}\right)$ — randamentul volumetric pentru amestecul explosiv, calculat pentru greutatea moleculară medie a benzinei $M = 100$ și $L_{min} = 0{,}516$ Kmol/kg.

Valorile medii măsurate și cele calculate sînt trecute în tabelele 1, 2, 3 (etapa I) și tabelele 4, 5, 6 (etapa II).

Rezultatele încercărilor sînt reprezentate în fig. 2 pentru caracteristicile de sarcină, în fig. 3 caracteristica carburatorului și în fig. 4 debitele de apă prin jicloarele carburatorului.

Din fig. 4 rezultă o comportare diferită a jicloarelor de același tip în ceea ce privește debitul de apă. In timpul încercării motorului au fost folosite jicloarele *C*. Din fig. 2 rezultă un consum specific de combustibil minim pentru caracteristica de sarcină la 1600 rot/min care corespunde funcționării motorului în priză directă. Randamentul volumetric este mai mare în cazul turațiilor mai mici, diferențele fiind mai mici la sarcini reduse. In ceea ce privește coeficientul de exces de aer λ acesta variază între 0,8 și 1,0 rămînînd tot timpul sub valoarea 1. (Jiclorul principal 2*C* folosit a avut debitul cel mai mare.) Se observă un amestec mai bogat la sarcini reduse și apoi coeficientul de exces crește pînă în momentul intervenției economizorului după care scade din nou. Economizorul a intrat în funcțiune pentru reglajul carburatorului VT502 la

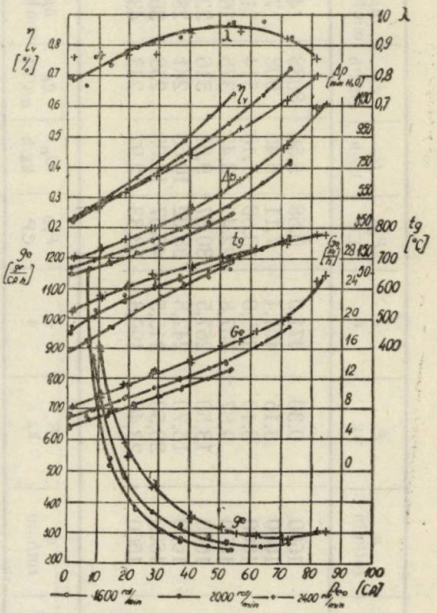


Fig. 2. Diagramele λ, η_v, Δp, t_g, G_e, g_e, în funcție de P_{e0}

Tabela 1

Nr. crt.	n rot/min	F kg	τ s	P_{e0} CP	G_e kg/h	g_e g/CPh	Δp mm H_2O	Δp_1 mm H_2O	B mm Hg	T °K	φ %	t_g °C	p_u kg/cm²	t_u °C	t_e °C	t_i °C	θ °C
1	1600	0,30	471,0	0,68	5,50	8088	48	1	752	286	55	395	1,2	60	70	47	—
2	1600	3,15	401,4	7,11	6,46	908	74	2	752	286	55	420	1,2	59	70	54	18
3	1600	6,10	365,0	13,80	7,10	514	119	5	752	288	48	475	1,2	60	72	66	21
4	1600	9,87	307,8	22,43	8,42	375	169	8	752	290	43	530	1,2	63	76	76	21
5	1600	13,50	267,5	30,67	9,69	316	227	13	753	291	44	575	1,1	67	82	81	21
6	1600	16,70	242,8	38,02	10,68	281	283	17	753	292	46	605	1	70	80	79	21
7	1600	20,50	215,5	46,67	12,03	258	365	23	753	292	46	635	1	70	80	79	21
8	1600	23,40	199,8	53,33	12,97	243	438	40	753	293	47	665	1	72	84	81	—

Tabela 2

Nr. crt.	n rot/min	F kg	τ s	P_{e0} CP	G_e kg/h	g_e g/CPh	Δp mm H_2O	Δp_1 mm H_2O	B mm Hg	T °K	% °C	t_g °C	p_u kg/cm²	t_u °C	t_e °C	t_i °C	θ °C
1	2015	0,45	358,4	1,28	7,23	5648	82	7	757	290	61	450	1,4	67	72	59	22
2	2010	3,11	335,5	8,83	7,73	875	134	10	757	291	62	505	1,3	73	75	70	10
3	2015	6,66	279,0	19,00	9,29	489	198	13	757	292	65	555	1,2	75	77	77	18
4	2010	10,02	242,0	28,56	10,71	375	264	18	757	293	55	600	1,1	80	86	86	18
5	2010	13,01	218,5	37,14	11,86	319	334	24	757	294	57	630	1	82	80	79	16
6	2015	16,35	191,5	46,79	13,56	290	429	29	757	294	57	655	1	82	81	80	17
7	2005	18,40	184,6	52,40	14,04	268	488	35	757	294	57	670	1	84	85	85	17
8	2000	25,84	135,4	72,92	19,14	262	772	56	758	292	46	770	1,2	77	82	80	—

Tabela 3

Nr. crt.	n rot/min	F kg	τ s	P_{e0} CP	G_e kg/h	g_e g/CPh	Δp mm H_2O	Δp_1 mm H_2O	B mm Hg	T °K	φ %	t_g °C	p_u kg/cm²	t_u °C	t_c °C	t_i °C	θ °C
1	2390	0,58	317,2	1,99	8,17	4105	148	10	757	294	57	525	1,3	81	75	72	16
2	2395	3,05	274,7	10,45	9,43	902	202	14	757	295	50	570	1,2	88	79	79	17
3	2395	5,82	237,3	19,99	10,92	546	266	19	757	295	50	610	1,1	91	76	70	16
4	2410	8,35	204,5	28,31	12,67	448	353	22	760	291	62	645	1,5	75	79	79	25
5	2410	11,92	178,4	40,42	14,53	359	467	28	760	291	62	675	1,4	78	79	79	25
6	2395	15,00	158,9	50,65	16,31	322	576	37	760	292	63	700	1,2	88	84	83	25
7	2405	18,32	140,9	62,17	18,40	296	745	47	760	293	55	730	1,1	95	85	83	24
8	2400	20,90	130,6	70,78	19,85	280	881	56	760	293	55	755	1,1	89	90	90	19
9	2400	25,04	100,2	84,80	25,87	305	1164	77	760	293	55	775	1,3	84	86	86	11

Tabela 4

Nr. crt.	n rot/rot	F kg	τ s	P_{e0} CP	G_e kg/h	g_e g/CPh	Δp mm H_2O	h mm H_2O	V_0 Nm^3/h	λ —	V' m^3/h	η_v	B mm Hg	T °K	φ %	t_g °C	p_u kg/cm²	t_u °C	t_e °C	t_i °C	θ °C
1	1600	0,304	447	0,69	5,80	8406	48	11,5	52,71	0,786	57,02	0,219	754	291	53	390	1,4	60	71	56	15
2	1603	2,77	367,5	6,32	7,05	1155	73	16,0	62,18	0,763	67,72	0,260	754	293	47	425	1,2	64	72	64	17
3	1600	6,215	339,5	14,14	7,63	540	120	22,0	73,21	0,830	79,73	0,306	754	293	47	470	1,2	67	75	74	17
4	1605	9,915	303,7	22,69	8,53	376	175	31,5	87,74	0,889	95,90	0,367	754	294	49	530	1,1	69	79	81	16
5	1600	13,50	269,6	30,9	9,61	312	227	42,5	102,13	0,919	111,70	0,428	754	294	49	580	1,1	72	87	88	15
6	1600	16,75	244,5	38,27	10,60	277	285	54,5	115,45	0,942	126,90	0,486	754	295	50	615	1,1	74	79	79	15
7	1600	20,40	215,5	47,70	12,03	258	361	72,5	133,33	0,958	146,92	0,562	754	296	44	665	1,1	74	83	82	14
8	1600	23,73	194,2	55,37	13,35	246	444	92,5	150,02	0,972	166,54	0,637	754	297	46	695	1	76	86	86	12

Tabela 5

Nr. crt.	n rot/min	F kg	τ s	P_{e0} CP	G_e kg/h	g_e g/CP h	Δp mm H_2O	h mm^3H_2O	V_0 Nm^3/h	λ —	V' m^3/h	η_v	B mm/Hg	T °K	φ %	t_g °C	p_u kg/cm²	t_u °C	t_e °C	t_i °C	θ °C
1	2005	0,40	363,5	1,15	7,13	6254	77	17,5	65,24	0,792	70,67	0,217	753	291	53	470	1,4	70	72	60	16
2	2005	3,20	329,8	9,14	7,86	860	139	25,0	78,06	0,858	85,13	0,261	753	293	47	530	1,3	75	75	72	17
3	2013	6,83	274,0	19,63	9,46	482	203	38,0	95,38	0,872	105,56	0,321	753	294	49	580	1,3	77	78	80	16
4	2000	9,95	243,0	28,45	10,67	375	264	51,0	111,60	0,905	122,84	0,376	753	295	50	610	1,2	80	85	87	16
5	2000	13,00	214,8	37,23	12,07	324	337	67,5	128,22	0,919	141,81	0,434	753	296	52	645	1,2	82	77	73	16
6	2000	18,38	180,9	52,71	14,33	272	489	104,0	159,63	0,964	176,96	0,542	753	297	46	690	1,2	82	77	77	15
7	2015	22,20	156,0	64,14	16,62	259	649	143,0	187,55	0,976	207,93	0,631	753	297	46	730	1,2	83	80	80	14
8	1990	25,50	131,1	73,05	19,77	271	779	179,0	208,53	0,923	233,30	0,719	753	299	48	770	1,1	86	87	86	—

Tabela 6

Nr. crt.	n rot/min	F kg	τ s	P_{e0} CP	G_e kg/h	g_e g/CP h	Δp mm H_2O	h mm^3H_2O	V_0 Nm^3/h	λ —	V' m^3/h	η_v	B mm Hg	T °C	φ %	t_g °C	p_u kg/cm²	t_u °C	t_e °C	t_i °C	θ °C
1	2400	0,60	311,1	2,07	8,33	4024	156	28,0	82,82	0,860	90,49	0,231	752	295	50	530	1,4	79	75	74	15
2	2400	3,20	264,4	11,02	9,80	889	211	39,5	97,88	0,864	108,13	0,276	752	296	44	575	1,3	88	80	82	15
3	2400	5,55	230,9	19,13	11,23	587	271	52,0	112,43	0,866	124,81	0,319	752	297	46	605	1,3	92	77	75	15
4	2400	8,45	193,3	28,99	13,07	451	353	71,0	131,13	0,868	145,87	0,373	752	297	53	630	1,25	93	77	74	16
5	2390	11,80	183,1	40,50	14,16	350	475	97,0	153,73	0,939	171,00	0,439	752	297	53	670	1,35	81	76	72	16
6	2390	16,50	152,9	56,63	16,95	299	664	141,0	185,40	0,946	206,20	0,528	752	297	53	705	1,3	88	78	78	13
7	2400	20,83	127,4	71,93	20,35	283	894	193,0	216,57	0,920	242,09	0,619	752	298	54	745	1,2	93	83	83	—
8	2400	23,73	104,2	81,79	24,88	304	1137	247	245,99	0,855	273,64	0,700	752	297	53	780	1,2	83	70	70	—

o putere de circa 52,4 CP pentru 1600 rot/min, 54,4 CP pentru 2000 rot/min şi 63,2 CP pentru 2400 rot/min. Şi din fig. 3 rezultă aceleaşi concluzii în ceea ce priveşte comportarea carburatorului.

S-au mai făcut încercări la turaţia de 2000 rot/min cu jiclorul principal

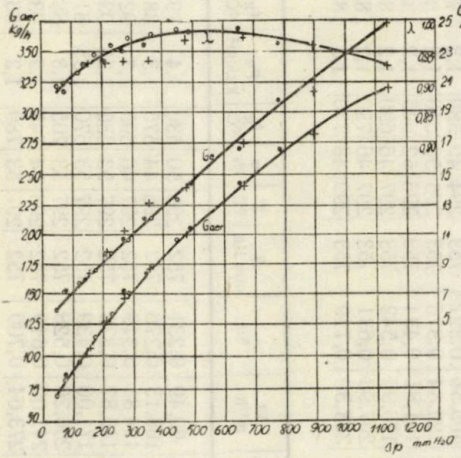


Fig. 3. Diagramele λ, G_e, G_{aer} în funcţie de Δp pentru carburator

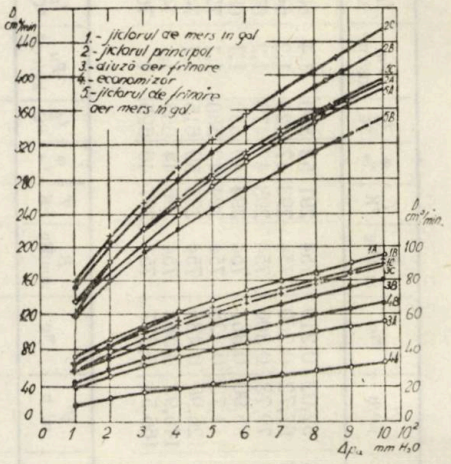


Fig. 4. Debitele de apă D ale jicloarelor în funcţie de presiunea Δp_a

cu debit mai mic (2 A). A rezultat un consum specific de combustibil mai redus mai ales la sarcini mai mici. Coeficientul de exces de aer a crescut pînă la 1,05 pentru 52,4 CP.

CONCLUZII

1. Carburatorul VT502 funcţionînd cu jiclorul 2 C realizează un amestec cu λ între 0,8 şi 1,0.

2. Există posibilitatea reducerii consumului specific de combustibil prin mici modificări ale carburatorului.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ВЗРЫВЧАТОЙ СМЕСИ ДЛЯ ДВИГАТЕПЯ SR 101 С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ РАСХОДА ГОРЮЧЕГО

(РЕЗЮМЕ)

Исследовался процесс наполнения взрывчатой смесью двигателя SR 101, а особенно поведение карбюратора VT 502 при различных режимах, как и возможност снижения расхода горючего путем изменения карбюратора. С этой целью установлены: мощность, расход топлива, коэффициент избытка воздуха, к.п.д. и разрежение в наименьшем сечении карбюратора при нагрузочных характеристиках при 1600, 2000 и 2400 об/мин.

Получен коэффициент избытка воздуха между 0,8 и 1,0.

Имеется также возможность снижения расхода топлива путем некоторых изменений карбюратора.

ETUDE DE LA FORMATION DU MÉLANGE EXPLOSIF AU MOTEUR SR101 EN VUE DE LA RÉDUCTION DE LA CONSOMMATION DE COMBUSTIBLE

(RÉSUMÉ)

On étudie la procès de chargement du moteur SR101 avec le mélange explosif, et spécialement le comportement du carburateur VT502 aux différents régimes de fonctionnement, ainsi que la posibilité de réduction de la consommations de combustible par modification du carburateur. Dans ce but on a mesuré la puissance, la consommation de combustible, la coefficient d'excès d'air, le rendement volumétrique et la dépression en section minimale du carburateur pour les caractéristiques de charge à 1600, 2000 et 2400 rot/min.

Il résulte un coefficient d'excès d'air compris entre 0,8 et 1,0. De même, il existe une poosibilité de réduction de la consommation de combustible par de petites modifications du carburateur.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Bănărescu şi Tr. Raica, Contribuţii la studiul şi încercarea carburatoarelor cu tub corector. Bul. Ştiinţific şi Tehnic al Institutului Politehnic Timişoara Tom 3 (17) 1958.
2. M. Bănărescu, Tr. Raica, P. Cojereanu, N. Lemneanu, Contribuţii la studiul motorului I.M.B. Randamentul volumetric. Buletinul Ştiinţific şi Tehnic I.P.T. Tom 5 (19) 1960.
3. V. N. Boltinski, *Motoare de tractoare şi automobile.* Ed. Tehnică 1955.

STUDIUL VIBRAȚIILOR TORSIONALE ALE UNEI LINII DE ARBORI DE LA UN MOTOR MARTIN MONTAT PE UN VAS DE 1100 tw

DE

V. BERINDEANU și M. TRUȘCULESCU

Comunicare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din 30—31 ianuarie 1961

1. CONSIDERAȚIUNI GENERALE

Studiul vibrațiilor torsionale prezintă o deosebită importanță în cazul liniilor de arbori de la vasele marine. Lungimea mare a liniilor de arbori determină amplitudini mari de vibrații torsionale, care în cazul unor rezonanțe cu armonicile principale pot duce la ruperea rapidă prin obosire a arborilor.

Din această cauză normele de clasificare ale vaselor marine prevăd verificarea liniilor de arbori la vibrații torsionale.

Astfel, conform Registrului U. R. S. S. în cazul cînd motorul principal de propulsie are un număr de cilindri $z>3$ este necesar să se întocmească calculul de verificare al liniei de arbori la vibrații torsionale.

Ținînd seamă de aceste indicații, în cazul studiat în lucrarea noastră, a fost necesară verificarea liniei de arbori la vibrații torsionale.

Calculul de verificare la vibrații torsionale a fost efectuat de către firma Sulzer, care a construit motorul principal. Rezultatele calculului pentru linia de arbori este dat în fig. 1 și fig. 2, care cuprind eforturile unitare torsionale în: arborele cotit (∅ 190 mm) arborele intermediar (∅ 152 mm) și arborele port elice (∅ 172 mm). Din diagrame se constată :

a) Linia de arbori are două frecvențe proprii de vibrație, lucru care se explică prin existența a două mase mari de vibrație volanul motorului ($GD^2=740$ kgm^2) și elicea ($GD^2=338$ kgm^2) la care s-au luat în considerare și masa apei antrenate.

Frecvențele proprii sînt: $n_{eI}=$ 846 osc/min

$n_{eII}=2544$ osc/min.

b) Eforturile unitare cu excepția unui domeniu restrîns de funcționare: $n=127—154$ rot/min se află sub limita admisă de Registrul U. R. S. S.

$$\tau=2{,}5 \text{ kgf/mm}^2<5 \text{ kgf/mm}^2.$$

c) Efortul unitar total admisibil de torsiune după Registrul U. R. S. S. în cazul trecerii rapide prin zona de vibraţii critice, pentru arborele intermediar este dat de relaţia:

$$\tau_{max} = \left[1+3\left(0{,}88-\frac{n_{tors}}{n_n}\right)^2\right] 400 \text{ kgf/cm}^2 \qquad (1.1)$$

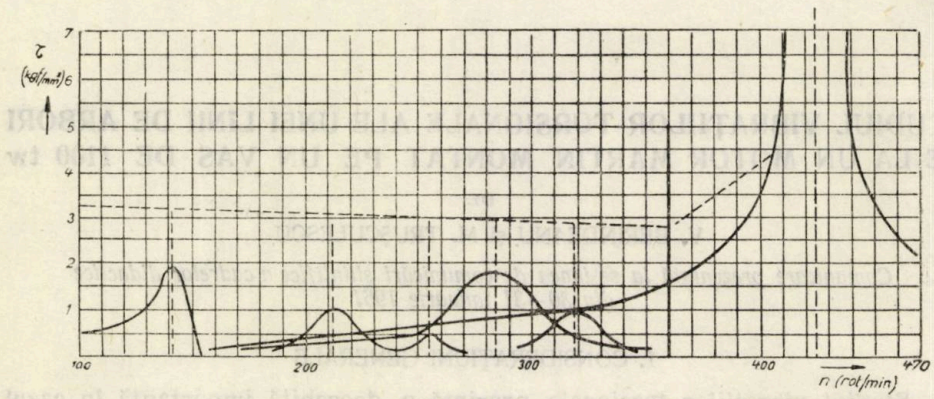


Fig. 1. Eforturile specifice adiţionale în arborele cotit.

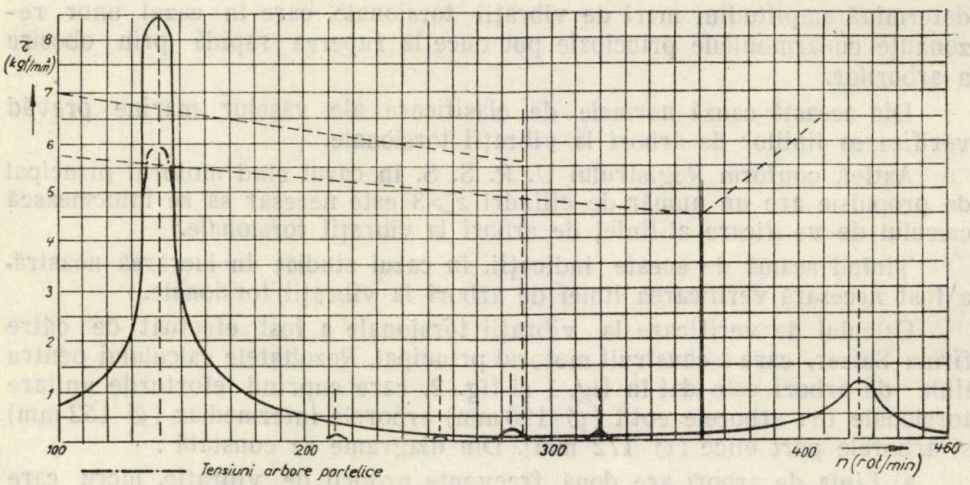


Fig. 2. Eforturile specifice în arborele intermediar şi în arborele portelice.

iar pentru arborele portelice

$$\tau_{max} = \left[1+3{,}3\left(0{,}95-\frac{n_{tors}}{n_n}\right)^2\right] 250 \text{ kgf/cm}^2 \qquad (2.1)$$

în care:

n_{tors} — numărul de rotaţii ce corespunde maximului de eforturi unitare în zona periculoasă în rot/min;

n_n — numărul de rotaţii nominale al motorului în rot/min.

Calculele efectuate de către U. M. Turnu-Severin în ipoteza turaţiei critice care dă efortul unitar maxim $n_{cr6}=141$ rot/min şi a unei turaţii nominale $n_n=360$ rot/min au dat următoarele eforturi unitare:

pentru: arborele intermediar: $\tau_{max}=684$ kgf/cm^2

arborele portelice: $\tau_{max}=506$ kgf/cm^2

Din diagramele din fig. 1. şi fig. 2 se poate vedea că aceste eforturi sînt depăşite luînd în considerare numai eforturile suplimentare datorite vibraţiilor torsionale, fără a lua în considerare eforturile unitare ale momentului motor mediu.

A fost necesar astfel să se efectueze o cercetare experimentală a vibraţiilor torsionale a liniei de arbori în vederea verificării rezultatelor indicate prin calculele de mai sus. Cercetare care formează obiectul prezentei lucrări.

2. METODICA ŞI REZULTATELE EXPERIENŢELOR

2.1. Descrierea aparaturii folosite

Pentru ridicarea torsiogramelor, s-a utilizat un torsiograf sistem Geiger, care înregistrează mişcarea absolută a unei anumite secţiuni a arborelui de cercetat, fig. 3.

Arborele de cercetat se cuplează prin intermediul unei curele cu o ţesătură inextensibilă cu o şaibă din aliaj uşor *c*. Şaiba *c* avînd o inerţie mică urmăreşte fidel vibraţiile arborelui cu care este cuplată.

Pe acelaşi arbore este montat independent un volan *a*, cu o inerţie mare astfel încît îi permite să se rotească cu o viteză practic constantă.

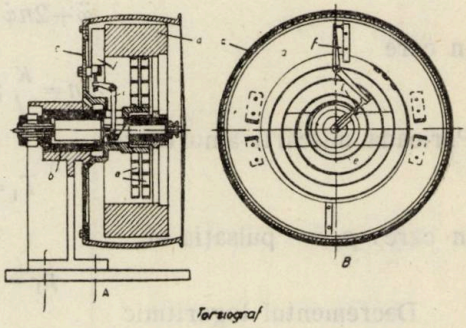


Fig. 3. Torsiograf Geider
a — volant; *b* — rulment pe bilă; *c* — şaibă uşoară; *e* — versant spiral; *f* şi *i* — pîrghii.

Volanul este legat de şaiba *c* printr-un arc spiral. In timpul funcţionării rezultă o deplasare relativă între şaiba *c* şi volanul *a*, care se transmite la pîrghiile cotite *f* şi *i* aşezate în plane perpendiculare. De la pîrghia *i*, mişcarea se transmite mai departe la sistemul înregistrator.

Timpul s-a marcat cu ajutorul unui ceas cu contacte electrice reglat astfel încît intervalul dintre două contacte a fost $\tau=1{,}45$ S respectiv 1,425 S.

Ţinînd seamă de turaţia lentă a motorului de antrenare s-a folosit în afară de volanul obişnuit ($\varnothing=142$ mm) şi volanul mare pentru inregistrare de frecvenţe joase ($\varnothing$ 444 mm).

2.2. Metoda de experimentare

La studierea fenomenelor de vibraţii este necesar să se determine următoarele:

1 — Mărimea amplitudinii;
2 — Frecvenţa vibraţiilor;
3 — Forma vibraţiilor.

Mărimea amplitudinii înregistrată cu un raport de amplificare $\lambda=3$ s-a determinat din torsiogramă cu ajutorul unei lupe, cu care s-a citit amplitudinea dublă cu o precizie de 0,1 mm.

Domeniul de măsurare al torsiografului este limitat de frecvenţele lui proprii şi începe cu aproximativ 100 % peste prima şi se termină cu 50 % sub a doua. Pentru utilizarea practică este necesar ca prima frecvenţă să aibă valori cît mai mici iar a doua cît mai mari. Pentru înregistrarea torsiogramelor din cazul nostru se pune problema determinării numai a frecvenţei joase, linia de arbori are frecvenţele proprii foarte îndepărtate de frecvenţa proprie superioară a aparatului, respectiv de limita superioară de înregistrare.

Dacă se admite că, vibraţia liberă a sistemului oscilant al torsiografului, are amortizarea determinată de o rezistenţă proporţională cu viteza, atunci ecuaţia diferenţială a mişcării este

$$I\ddot{\varphi}=-c\varphi-k\dot{\varphi} \tag{1.2}$$

sau

$$\ddot{\varphi}+2n\dot{\varphi}+p^2\varphi=0 \tag{2.2}$$

în care

$$2n=\frac{K}{J};\quad p^2=\frac{C}{J}. \tag{3.2}$$

Perioada mişcării amortizate:

$$T_1=\frac{2\pi}{p_1} \tag{4.2}$$

în care: p_1 — pulsaţia ei

$$p_1=\sqrt{p^2-n^2}. \tag{5.2}$$

Decrementul logaritmic

$$\delta=nT_1. \tag{6.2}$$

In cazul nostru avem:

a) volanul normal (∅ 142 mm)

$T_1=0{,}806$ S, $n_{c1}=74{,}4$ osc/min, $\delta=0{,}294$, $n=0{,}365\ s^{-1}$.

b) volanul mare (∅ 444 mm)

$T_1=3{,}35$ S, $n_{e1}=17{,}9$ osc/min, $\delta=0{,}416$, $n=0{,}124$.

Din analiza rezultatelor obţinute ţinînd seama de mărimea frecvenţei proprii ar fi fost indicat să se folosească pentru înregistrarea vibraţiilor torsionale volanul mare. Folosirea volanului mare nu a dat rezultate din

cauza funcționării neregulate a motorului în domeniul turațiilor joase. Funcționarea motorului a început să devină stabilă de la 200 rot/min în sus. Gradul de neregularitate mare al regulatorului și amortizarea mică a sistemului oscilant al torsiografului ($n=0{,}124$) au făcut înregistrarea foarte dificilă. Prin folosirea torsiografului cu volan normal s-a asigurat o înregistrare independentă de mărimea amortizării începînd de la o turație de 150 rot/min (practic se poate considera începînd de la o turație $n=140$ rot/min influența amortizării fiind mică).

Pentru a evita înregistrarea în apropierea nodurilor de vibrații care dau amplitudini prea mici s-au efectuat înregistrări în două secțiuni ale arborelui intermediar.

Frecvența vibrațiilor s-a determinat prin numărarea oscilațiilor complete pentru un număr de 1—4 intervale de timp marcate cu ajutorul vibratorului comandat de un ceas cu contacte electrice

$$n=\frac{N}{\tau} \tag{7.2}$$

în care: n — frecvența

N — numărul de oscilații complete

τ — intervalul de timp corespunzător lui N.

Determinarea frecvenței la rezonanță (corespunzătoare turației critice) permite stabilirea frecvenței proprii de vibrație a liniei de arbori:

$$n_e=Kn_{cr} \tag{8.2}$$

în care n_e — frecvența proprie de vibrație

K — ordinul armonicii

n_{cr} — turația critică.

Metoda obișnuită de variere rapidă a turației prin demarări și opriri succesive cu motorul funcționînd în gol nu a putut fi folosită în acest caz din cauza condițiilor de exploatare ale motorului și de aceea s-a procedat prin varierea lentă a turației, efectuîndu-se înregistrări pentru regimuri de turație stabile indicate de către Registrul Maritim U. R. S. S.

Turația critică s-a stabilit pe baza măsurării amplitudinilor determinîndu-se turația pentru care avem amplitudini maxime.

Forma oscilațiilor de înregistrare rezultă imediat din torsiogramă, la rezonanță ea primește un caracter sinusoidal, în timp ce la alte turații caracterul ei se schimbă.

3. REZULTATELE INREGISTRĂRILOR

Ridicarea torsiogramelor la diferite regimuri s-a făcut pe baza unui program în ordinea următoare:

a) Regim variabil cu variația turației în gama: 100—350 rot/min cu revenirea la turația $n=100$ rot/min la o distanță de lagărul de lîngă volan $L=230$ mm.

b) Regim constant cu turaţia $n=275$ rot/min cu scoaterea pe rînd a cilindrilor din funcţiune prin oprirea injecţiei şi menţinerea comprimării.

c) Regim identic ca la punctul a) pentru secţiunea medie a arborelui portelice.

d) Regim identic ca la punctul a) pentru secţiunea medie $=764$ mm pentru arborele intermediar.

In figurile 4, 5, 6, 7 sînt date torsiogramele mai importante înregistrate corespunzător cu regimurile mai sus indicate,

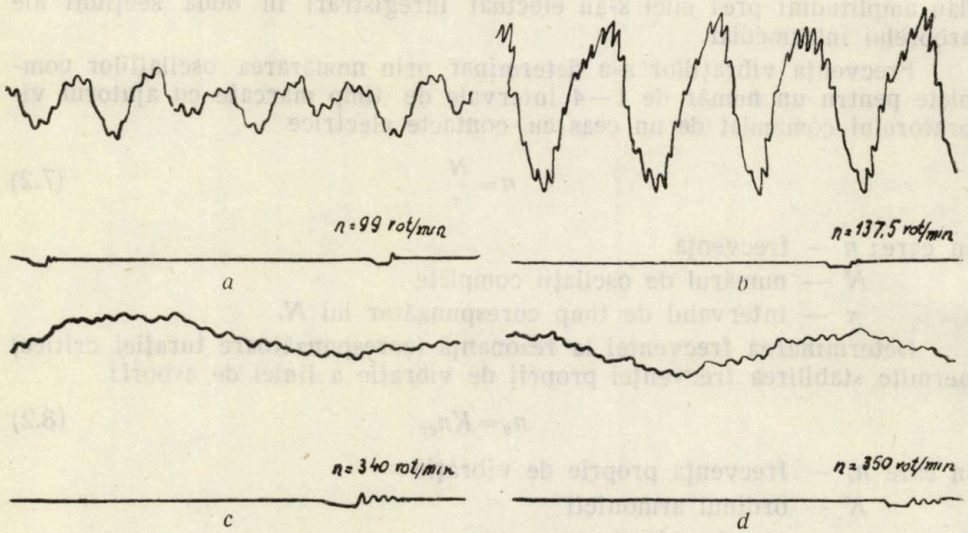


Fig. 4. (*a*, *b*, *c*, *d*). Torsiograme pentru regimul de funcţionare *a*.

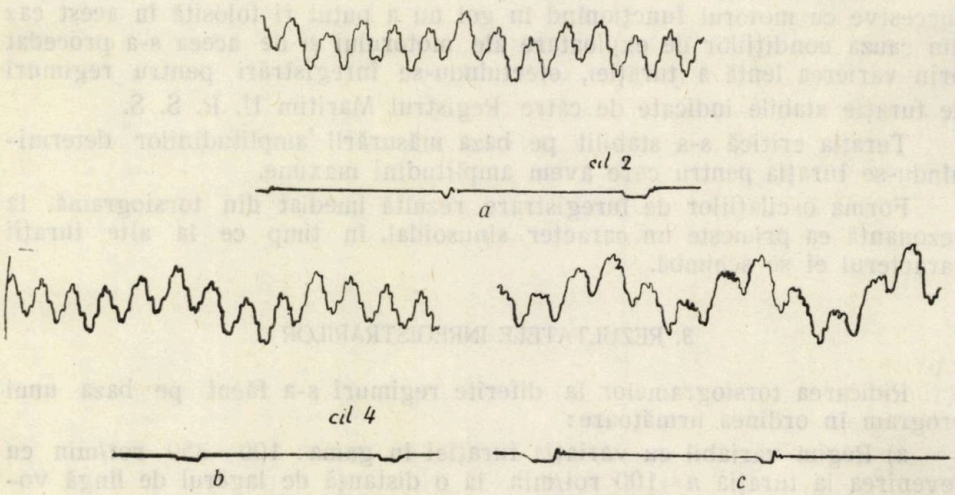


Fig. 5. (*a*, *b*, *c*). Torsiograme pentru regimul de funcţionare *b*.

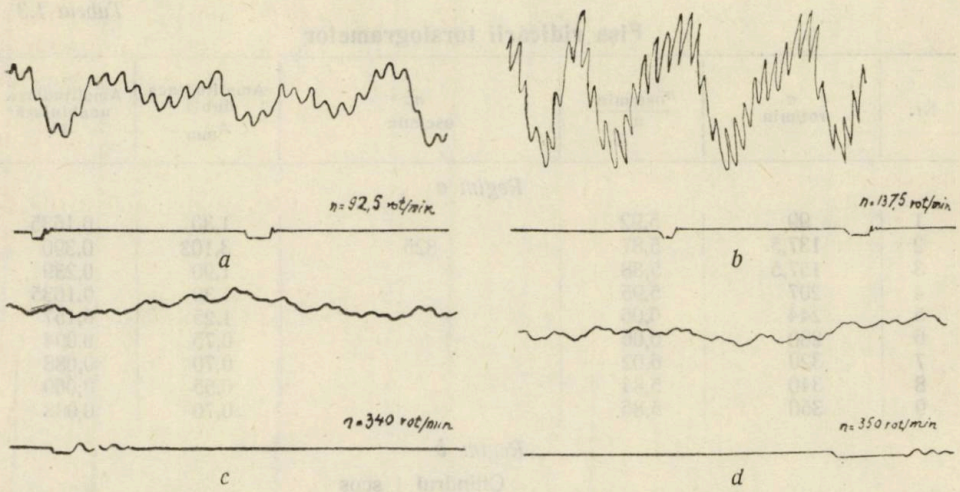


Fig. 6. (*a*, *b*, *c*, *d*). Torsiograme pentru regimul de funcționare *c*

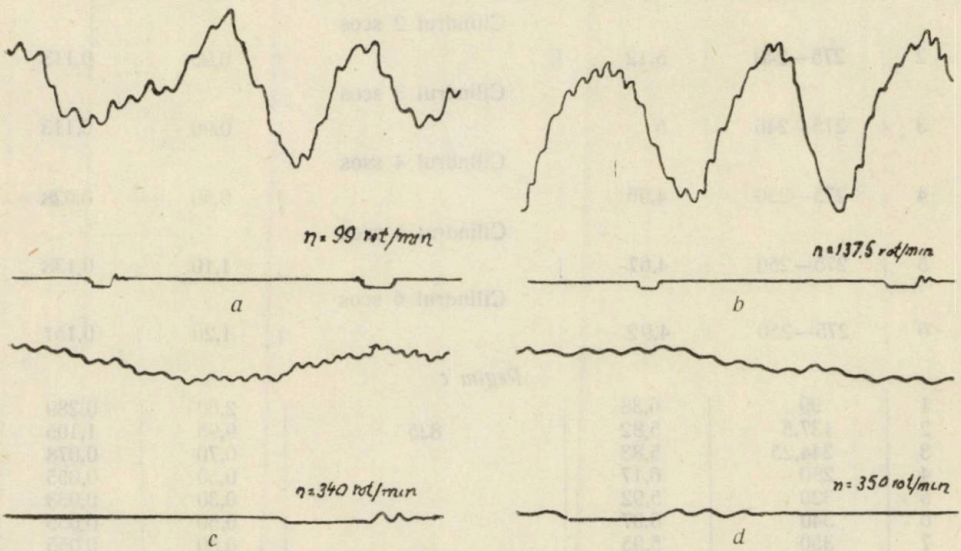


Fig. 7. (*a*, *b*, *c*, *d*). Torsiograme pentru regimul de funcționare *d*.

Fișa prelucrării torsiogramelor este dată în tabela 1.3,

Prelucrarea torsiogramelor regimurilor *a*, *c* și *d* au scos în evidență existența unei turații critice pentru $n=137{,}5$ rot/min (turația a variat în timpul înregistrării între limitele 135—140 rot/min) avînd ordinul armonicii $K=6$; astfel încît frecvența dc oscilație proprie a liniei de arbori este:

$$n_e=6\cdot 137{,}5=825 \text{ osc/S} \qquad (1.3)$$

valoare care este cu 1,89% mai mică decît aceea determinată de către fabrica constructoare.

Tabela 1.3

Fişa ridicării torsiogramelor

Nr.	n rot/min	$\frac{n_{osc/min}}{n}$	n_e osc/min	Amplitudinea dublă A_{mm}	Amplitudinea unghiulară $a°$
			Regim a		
1	99	5,92		1,30	0,1635
2	137,5	5,87	825	3,103	0,390
3	157,5	5,88		1,90	0,239
4	207	5,95		1,30	0,1635
5	244	6,06		1,25	0,157
6	280	6,06		0,75	0,094
7	320	6,02		0,70	0,088
8	340	5,84		0,55	0,069
9	350	5,86		0,70	0,088
			Regim b		
			Cilindrul 1 scos		
1	275—240	4,88		0,90	0,113
			Cilindrul 2 scos		
2	275—240	5,12		0,90	0,113
			Cilindrul 3 scos		
3	275—240	5		0,90	0,113
			Cilindrul 4 ssos		
4	275—250	4,96		0,50	0,628
			Cilindrul 5 scos		
5	275—250	4,67		1,10	0,138
			Cilindrul 6 scos		
6	275—250	4,92		1,20	0,151
			Regim c		
1	99	6,38		2,60	0,289
2	137,5	5,82	825	9,95	1,105
3	244,25	5,83		0,70	0,078
4	280	6,17		0,50	0,055
5	320	5,92		0,30	0,033
6	340	6,07		0,50	0,055
7	350	5,95		0,50	0,055
8	92,5	6,2		2,60	0,289
			Regim d		
1	99	6,06		1,45	0,182
2	137,5	5,75	825	1,70	0,213
3	162,5	6,15		1,415	0,178
4	202,5	6,25		0,75	0,094
5	250	6,07		0,80	0,101
6	280	6,13		0,70	0,088
7	320	6,06		0,70	0,088
8	340	6,13		0,70	0,088
9	350	6,03		0,80	0,101
10	93,3	6,14		1,70	0,214

Frecvența proprie de oscilație de gradul II nu a fost posibil să fie determinată cu ajutorul torsiogramelor, întrucît mărimea oscilațiilor proprii de gradul II a fost sub limita de înregistrare a aparatului. Ceea ce arată că turațiile critice corespunzătoare frecvenței proprii de gradul II nu sînt periculoase.

Amplitudinile duble A măsurate în mm au fost citite direct de pe torsiogramă, cu ajutorul lor s-a calculat mărimea amplitudinilor unghiulare:

$$a^\circ = \frac{A}{2\lambda} \frac{1}{r} \frac{180^\circ}{\pi} \tag{2.3}$$

în care a — amplitudinea efectivă exprimată în grade

λ — raportul de amplificare al peniței torsiografului, în cazul nostru $\lambda = 3$

r — raza diametrului arborelui

$r = 76$ mm pentru arborele intermediar, $r = 86$ mm pentru arborele portelice.

Rezultă astfel,

pentru — arborele intermediar: $a = 0{,}126\, A$ (3.3)

arborele portelice: $a = 0{,}111\, A$. (4.3)

Valoarea maximă a amplitudinii a o avem pentru arborele portelice (regim c) 1,105°, la turația critică $n = 137{,}5$ rot/min pentru care avem, la arborele intermediar, la distanța $L_{ab} = 230$ mm de lagărul volanului $a = 0{,}390°$, (regim a) și la $L_{ab} = 764$ mm $a = 0{,}213°$. Ținînd seamă de aceste valori se poate deduce că nodul oscilațiilor de gradul I va fi situat între distanțele mai sus indicate de pe arborele intermediar.

Forma oscilațiilor are aspectul din fig. 8.

Efortul unitar de torsiune la rezonanță se poate calcula cu relația:

$$\tau_{max} = \frac{A_{a\,max} + A_{d\,max}}{2A_0\lambda} \frac{G}{L_{ab}} \tag{5.3}$$

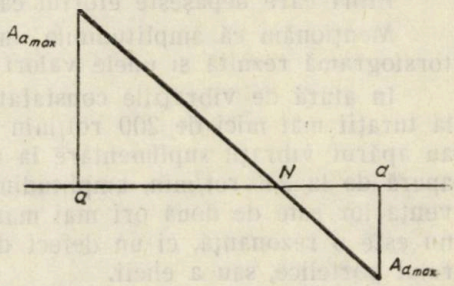


Fig. 8. Forma oscilației de gradul I pentru secțiunile a și d.

în care: $A_{a\,max}$ — amplitudinea dublă maximă pentru $L_{ab} = 230$ mm.

$A_{d\,max}$ — idem pentru $L_{ab} = 764$ mm

A_0 — factorul de amplificare al torsiografului

$G = 82\,5000$ kgf/cm² — modul de elasticitate transversal

$$A_0 = \frac{\left(\frac{\omega}{p}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{2n}{p}\right)^2 \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}} \tag{6.3}$$

în care: ω — pulsaţia forţei excitatoare

p — frecvenţa de oscilaţie neţinînd seama de amortizare.

In cazul nostru: $n=0{,}365$, amortizarea este slabă, efectul ei se poate neglija şi factorul de amplificare devine:

$$A_0=\frac{\left(\frac{\omega}{p}\right)^2}{1-\frac{\omega^2}{p^2}} \tag{7.3}$$

$$A_0=\frac{\left(\frac{14{,}3}{7{,}78}\right)^2}{1-\frac{14{,}3^2}{7{,}78^2}} \tag{8.3}$$

$$\omega=\frac{\pi}{30}137{,}5=14{,}3\ s^{-1} \tag{9.3}$$

$$p_1=\frac{2\pi}{T_1}=\frac{2\pi}{0{,}806}=7{,}785\ s^{-1}. \tag{10.3}$$

n fiind mic: $p_1\simeq p$

$$L_{ab}=534\ mm \tag{11.3}$$

$$\tau_{max}=\frac{0{,}48}{6\cdot 1{,}42}\,\frac{82\,5000}{53{,}4}=872\ kgf/cm^2. \tag{11.3}$$

Efort care depăşeşte efortul calculat de 840 kgf/cm^2 cu 3,82%.

Menţionăm că amplitudinile introduse sînt valori maxime medii: din torsiogramă rezultă şi unele valori care depăşesc cu 25% media calculată.

In afară de vibraţiile constatate din cauza sistemului de reglare, care la turaţii mai mici de 200 rot/min are un grad de neregularitate mare, au apărut vibraţii suplimentare la arborele elicei. Aceste vibraţii încep să apară de la 240 rot/min, amplitudinea lor creşte odată cu turaţia, iar frecvenţa lor este de două ori mai mare decît turaţia. Cauza acestor vibraţii nu este o rezonanţă, ci un defect de montaj sau de construcţie a arborelui portelice, sau a elicii.

In cadrul lucrării s-a mai studiat cazul funcţionării motorului cu un număr incomplet de cilindri prin suprimarea injecţiei la unul din cilindri (regimul de funcţionare b).

Torsiogramele luate la scoaterea din funcţiune a fiecărui cilindru au indicat: oscilaţii ale turaţiei motorului, peste care s-au suprapus vibraţiile arborelui motor. Mărimea amplitudinilor vibraţiilor nu a depăşit amplitudinea înregistrată la funcţionarea motorului cu un număr de cilindri complet la turaţia de 240—250 rot/min. Efectul scoaterii cilindrilor din funcţiune nu a fost acelaşi, amplitudinea de vibraţii cea mai mare s-a înregistrat la scoaterea cilindrului *6*. Frecvenţa vibraţiilor nu a indicat existenţa unor rezonanţe. Gradul de neregularitate al rotaţiei arborelui motor a crescut.

4. CONCLUZII

1. Turația critică periculoasă corespunzătoare oscilațiilor de gradul I stabilită pe baza măsurătorilor este $n=137,5$ rot/min. Ținînd seamă de existența unei benzi de rezonanță în apropierea acestei turații este necesar ca să se evite turațiile în intervalul 125—155 rot/min.

2. Turațiile critice corespunzătoare vibrației de gradul II nu sînt periculoase, ele nu au intrat în limita de înregistrare a aparatului, astfel încît nu au putut fi înregistrate. Amplitudinile lor sînt prea mici pentru a determina eforturi specifice care să aibă efect asupra siguranței de funcționare a arborelui motor.

3. Eforturile specifice în diferite secțiuni ale arborelui motor nu pot fi calculate fiindcă nu se cunoaște forma oscilațiilor. Determinarea amplitudinilor vibrațiilor în secțiuni ale arborelui motor au permis să se determine forma oscilațiilor pentru tronsonul la capetele căruia s-au efectuat torsiografierile. A fost posibil astfel să se determine efortul specific suplimentar datorit vibrațiilor $\tau_{max}=872$ kgf/cm^2, ceea ce depășește efortul prevăzut pentru trecerea rapidă prin regimuri de turație critică prevăzut de Registul Maritm U, R. S. S.

Pentru a micșora eforturile specifice datorite vibrațiilor liniei de arbori se propun următoarele soluții care corespund din punct de vedere economic:

1) Folosirea unui amortizor de vibrații torsionale

2) Mărirea rigidității liniei de arbori prin adoptarea unor diametre mai mari pentru arborele portelice și arborele intermediar.

4. Intreruperea alimentării unui cilindru cu menținerea compresiei, a avut ca efect creșterea gradului de neregularitate al rotației nu a influențat asupra amplitudinii vibrațiilor torsionale. Funcționarea cu alimentare întreruptă la unul din cilindru este posibilă, pentru perioade scurte dacă ne referim la solicitările datorite vibrațiilor torsionale. Nu același lucru se poate afirma în cazul cînd din cauza unei avarii este necesară suprimarea comprimării și mai ales în cazul demontării la unul sau mai mulți cilindri a pistonului și a bielei. Scoaterea ansamblului piston-bielă la unul din cilindri înrăutățește mult echilibrarea motorului și poate duce la vibrații mari ale motorului și suspensiei, modificînd în același timp domeniul turațiilor de rezonanță, amplitudinile și eforturile datorite vibrațiilor torsionale.

ИЗУЧЕНИЕ КРУТИЛЬНЫХ ВИБРАЦИИ ЛИНИИ ВАЛОВ МОРОСКОГО ДВИГАТЕЛЯ, УСТАНОВЛЕННОГО НА СУДНЕ В 1100 tw

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучаются крутильные вибрации линии валов морского двигателя, установленного на судне в 1100 tw Регистрирование вибраций механическим торсиографом Гейгера позволило установить критическое

число оборотов $n_{0p}=137{,}5$ об/мин. и максимальное удельное дополнительное усилое вследствие выбращий $\tau_{max}=872$ кг/см². На основании проведенных исследований даются экономические, конструктивные решения для для уменьшения нагрузки линии валов вследствии крутильных вибрации и рекомендуются эксплуатационные условия в виду уменьшения этих нагрузок до минимума.

L'ÉTUDE DES VIBRATIONS DE TORSION D'UNE LIGNE D'ARBRES D'UN MOTEUR MONTÉ SUR UN BATEAU DE 1100 tw

(RÉSUMÉ)

On étudie les vibrations de torsion d'une ligne d'arbres d'un moteur marin monté sur un bateau de 1100 tw. Grâce à l'enregistrement des vibrations effectuées à l'aide d'un torsiographe mécanique Geiger, on a établi le nombre de tours critiques $n_{cr}=137{,}5$ rot/min. et l'effort spécifique aditionnel maximum dû aux vibrations $\tau_{max}=872$ kgf/cm². Grâce aux recherches effectuées on a presenté les solutions constructives économiques pour diminuer les efforts specifiques de la ligne d'arbres dûs aux vibrations torsionnelles et on a indiqué les conditions d'usage pour réduire au minimum ces efforts.

BIBLIOGRAFIE

1. S. P. Stelcov. *Introducere în teoria oscilaţiilor*, Editura tehnică p. 26—28.
2. M. Bănărescu, *Motoare cu ardere internă Vol. II*, Editura tehnică 1959 p. 419—421.
3. I. Geiger, *Mechanische Schwingungen und ihre Messung*, Berlin Verlag von Julius Springer 1927, p. 213—214.

Observaţii: S-au utilizat şi memoriile tehnice ale fabricii U. M. Turnu-Severin referitoare la calculul liniei de arbori la vibraţii torsionale.

UNELE CONCLUZII ASUPRA MĂSURĂRII PROFILELOR IN EVOLVENTĂ ALE ROȚILOR DINȚATE ALE MAȘINILOR-UNELTE FABRICATE LA UZINELE „INFRĂȚIREA“ ORADEA

DE

FR. KOVACS, B. HOROVITZ, A. DREUCEAN, L. BAGIU și I. SPOREA

Comunicare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 30—31 ianuarie 1961

In cadrul cercetărilor întreprinse de catedra de Tehnologie și Construcții de Mașini, în conformitate cu prevederile Convenției dintre IPT și MIG, s-au efectuat în cadrul laboratorului, măsurători asupra preciziei de execuție a unor roți dințate, care intră în construcția mașinilor-unelte fabricate la Uzinele „Infrățirea“ Oradea.

Pe lîngă alte măsurători, s-a studiat profilul danturii cu ajutorul unui microscop de atelier proiector, de tip. G.W.M.

Profilul dinților, mărit și proiectat pe ecranul microscopului, s-a comparat cu un profil de dinți model, corespunzător numărului de dinți și modulului roții desenat punct cu punct la scara corespunzătoare măririi microscopului pe o foaie de hîrtie de calc și aplicat pe ecran. Prin deplasările mesei, s-au putut determina abaterile profilului executat față de cel teoretic.

Montajul pentru măsurători este indicat în fig. 1.

Cu ajutorul sistemului indicat, s-au executat măsurători de eroare de pas, eroarea cumulată a pasului, bătaie radială și erori ale flancului de dinți (a unghiului de presiune). Rezultatele acestor măsurători efectuate la cîte 3 roți dințate de același fel, sînt indicate în tabela 1.

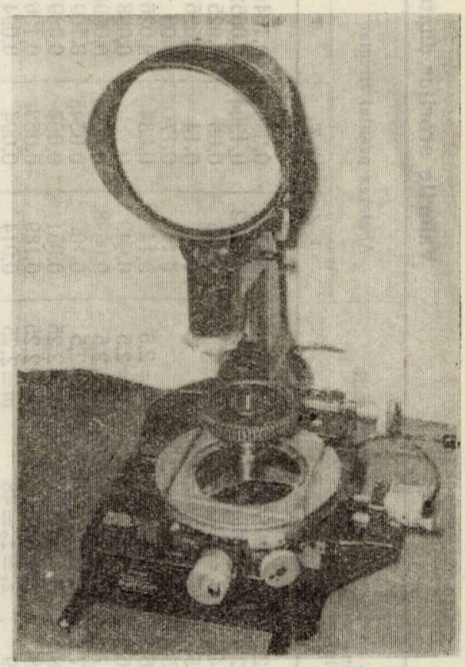


Fig. 1. Instalația de măsurare folosită.

Tabela 1

Valorile erorilor danturii roţilor măsurate

Nr. angrenajului.	Caracteristicile roţii dinţate	Abaterea pasului circular			Eroarea cumulată a pasului circular			Eroarea unghiului de angrenare		
		1	2	3	1	2	3	1	2	3
2	$z=20$ $m=2$	0,0522	0,0696	0,1044	0,1218	0,0870	0,1044	+33′	+34′	+38′
2	$z_2=76$ $m=2$	0,0652	0,1304	0,0652	0,1304	0,1034	0,1956	−9′	−2′	−2′
4	$z_1=19$ $m=3$	0,025	0,05	0,025	0,075	0,1	0,125	−2°10′	−2°54′	−2°20′
5	$z_1=30$ $m=2,5$	0,2	0,14	0,096	0,218	0,234	0,288	−2°15′	−2°2′	−1°20′
5	$z_2=38$ $m=2,5$	0,1	0,17	0,08	0,42	0,38	0,42	−1°58′	−1°49′	−1°53′
6	$z_2=22$ $\xi_1=0,344$ $m=2,5$	0,14	0,034	0,026	0,278	0,06	0,026	−2°4′	−2°12′	−2°45′
6	$z_2=15$ $\xi_2=0$ $m=2,5$	0,049	0	0,098	0,098	0	0,098	−3°	−2°15′	−2°45′
7	$z_1=16$ $\xi_1=0,25$ $m=2,5$	0,0698	0,0698	0,0698	0,2443	0,1745	0,1745	−2°15′	−2°37′	−2°58′
7	$z_2=50$ $\xi=0$ $m=2,5$	0,109	0,0545	0,109	0,164	0,218	0,164	−2°20′	−2°38′	−2°17′
8	$z_1=32$ $m=2,25$	0,051	0,067	0,069	0,1	0,1	0,12	−2°5′	−1°38′	−2°45′
8	$z_2=64$ $m=2,25$	0,189	0,063	0,126	0,252	0,063	0,126	−1°32′	−3°8′	−3°6′
9	$z_1=z_2=48$ $m=2,25$	0,014	0,094	0,094	0,094	0,094	0,094	−1°48′	−1°22′	−1°28′

S-a apreciat ca cea mai importantă eroare de prelucrare, eroarea înclinării flancului de dinţi. Această eroare provine în mod special de la o reascuţire greşită a sculei prelucrătoare, freză melc sau cuţit pieptene ale căror flancuri formează cu direcţia radială a danturii executate, un unghi diferit de 20°. In felul acesta se poate considera că flancul real al dintelui este profilat după o evolventă generată prin rostogolirea unei drepte pe un alt cerc de bază decît cel teoretic.

S-au studiat efectele acestei erori predominate asupra cinematicii angrenării unor asemenea roţi dinţate în cazul în care angrenează 2 roţi dinţate cu înclinaţia diferită a flancurilor.

Aceste efecte sînt următoarele:

a) variaţia raportului de transmitere.

b) ciocnirea dinţilor la intrare în angrenare.

c) presiuni suplimentare pe flancurile dinţilor la începutul angrenării unei perechi de dinţi.

d) modificarea caracteristicilor de alunecare ale flancurilor de dinţi.

a) Generarea profilelor de dinţi cu o sculă avînd unghiul de presiune α_1 se traduce în ceea ce priveşte cinematica angrenării, prin aceea că cercul de bază al danturii roţii, va avea raza:

$$R_{b1}=m\frac{z_1}{2}\cos\alpha_1$$

unde m este modulul danturii, z_1 — nr. de dinţi. Dacă această roată va angrena cu o altă roată dinţată, cu z_2 dinţi şi unghiul de presiune α_2, deci care are raza cercului de bază:

$$R_{b2}=m\frac{z_2}{2}\cos\alpha_2$$

în timpul angrenării, se va realiza raportul de transmitere

$$i_{12}=\frac{O_1P}{O_2P}=\frac{R_{b1}}{R_{b2}}=\frac{z_1}{z_2}\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}=i_{120}\frac{\cos\alpha_1'}{\cos\alpha_2} \qquad (1)$$

unde α' este unghiul de angrenare real;

i_{120} — raportul de transmitere ideal (raportul dintre numerele de dinţi)

$\cos\alpha'=\frac{R_{b1}+R_{b2}}{A}$ în care $A=$ distanţa între axe reală.

Pentru angrenaje necorijate:

$$\cos\alpha'=\frac{R_{b1}+R_{b2}}{A}=\frac{\frac{1}{2}mz_1\cos\alpha_1+\frac{1}{2}mz_2\cos\alpha_2}{\frac{1}{2}m(z_1+z_2)(1+\lambda_0)}=\frac{\cos\alpha_2+i_{120}\cos\alpha_1}{(1+i_{120})(1+\lambda_0)} \qquad (2)$$

unde λ_0 este mărimea specifică a distanţei dintre axe datorită unei eventuale corijări.

i_{120} — raportul de transmitere ideal (raportul dintre numerele de dinţi).

In cazul cînd $\alpha_1\neq\alpha_2$, $\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}\neq 1$, deci $i_{12}\neq i_{120}$. Nomograma din fig. 4 dă

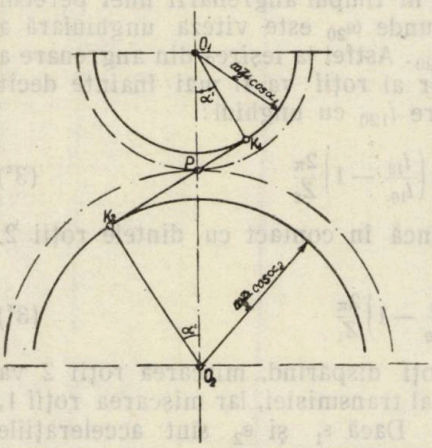


Fig. 2. Schema pentru calculul unghiului de angrenare α'

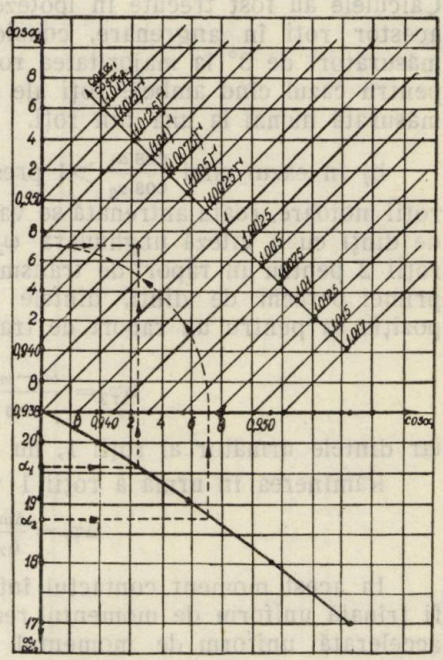


Fig. 3. Nomograma pentru calculul raportului $\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}$

valoarea raportului $\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}$ funcţie de α_1 şi α_2.

Deci aici rezultă că în timpul angrenării unei perechi de dinţi, roata condusă va grăbi înainte $\left(\text{cînd } \frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}>1\right)$, $i_{120}>i_{12}$ sau va rămîne în urmă

cînd $\left(\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}<1\right)$ faţă de mişcarea ei ideală, cînd $\alpha_1=\alpha_2$. Cum însă raportul nr. de dinţi a celor 2 roţi dinţate, într-un anumit interval de timp, este egal cu raportul nr. de dinţi a celor 2 roţi i_{120}, la ieşirea din angrenare a perechii de dinţi, vor avea loc salturi bruşte ale vitezei unghiulare a roţiii conduse, în aşa mod, încît viteza medie unghiulară a roţii conduse să fie cea corespunzătoare relaţiei $\omega_2=\omega_1\frac{z}{z_2}$.

Aceste salturi au loc cu o ciocnire a perechii următoare de dinţi $\left(\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}>1\right)$ sau o creştere a forţei de contact între dinţii care ies şi care intră în angrenare $\left(\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}<1\right)$.

In ambele cazuri, rezultă o pierdere de energie, deci o scădere a randamentului, zgomot etc.

In tabela 2 au fost trecute valorile limită i_{12} pentru roţile încercate. Calculele au fost trecute în ipotezele cele mai defavorabile de asamblare a acestor roţi în angrenare, considerîndu-se abaterea maximă constantă la măsurători de 3° la majoritatea roţilor. De asemenea s-au făcut calculele şi pentru cazul cînd ambele roţi ale angrenajului ar fi executate cu greşeala măsurată numai la una din roţi.

b) In cazul cînd $\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}>1$ presupunînd constantă viteza unghiulară ω_1 a roţii motoare, roata antrenată se va mişca în timpul angrenării unei perechi de dinţi cu o viteză unghiulară $\omega_2>\omega_{20}$ unde ω_{20} este viteza unghiulară a roţii 2 pentru un raport de transmitere i_{120}. Astfel la ieşirea din angrenare a primei perechi de dinţi, dintele următor al roţii va fi mai înainte decît poziţia sa pentru un raport de transmitere i_{120} cu unghiul:

$$\Delta\varphi_2=\frac{\omega_2-\omega_{20}}{\omega_{20}}\frac{2\pi}{Z_2}=\left(\frac{i_{12}}{i_{10}}-1\right)\frac{2\pi}{Z_2} \qquad (3')$$

iar dintele următor al roţii 1, nu va fi încă în contact cu dintele roţii 2.

Rămînerea în urmă a roţii 1 va fi:

$$\Delta\varphi_1=\frac{\Delta\omega_2}{i_{120}}=\left(\frac{i_{12}}{i_{120}}-1\right)\frac{2\pi}{Z_1} \qquad (3'')$$

In acest moment contactul între 2 roţi dispărînd, mişcarea roţii 2 va fi frînată uniform de momentul rezistent al transmisiei, iar mişcarea roţii 1, accelerată uniform de momentul motor. Dacă ε_1 şi ε_2 sînt acceleraţiile unghiulare ale celor 2 roţi în această perioadă, timpul în care se consumă jocul unghiular se va putea calcula din relaţia:

$$\frac{t^2}{2}\left(\varepsilon_1+\frac{\varepsilon_2}{i_{120}}\right)=\Delta\varphi_1$$

$$t=\sqrt{\frac{2\Delta\varphi_1}{\left(\varepsilon_1+\frac{\varepsilon_2}{i_{120}}\right)}} \qquad (3''')$$

Tabela 2

Valorile raportului de transmisie real și al unghiului real de angrenare ținînd seama de erorile danturii

Nr.	Caracteristicile angrenajului	α_1	α_2	$\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}$	i_{120}	i_{12}	α'
1	$z_1=29$ $m=3$ $z_2=41$	20° 17°	17° 20°	0,98295 1,01734	0,7073 0,7073	0,69524 0,71956	18° 18°47′
2	$z_1=20$ $m=2$ $z_2=76$	20° 20°30′	20°30′ 20°	1,003556 0,996458	0,4762 0,4762	0,47789 0,47451	20°26′ 20°7′
3	$z_1=z_2=42$ $m=2,5$	20° 17°	17° 20°	0,98295 1,01734	1 1	0,98295 1,01734	18°32′ 18°32′
4	$z_1=19$ $m=3$ $z_2=65$	20° 17°	17° 20°	0,98295 1,01734	0,2923 0,2923	0,28731 0,29736	17°40′ 19°19′
5	$z_1=30$ $m=2,5$ $z_2=38$	20° 19°30′	19°30′ 20°	0,9941 1,0058	0,789 0,789	0,78434 0,79357	19°25,5′ 19°32′
6	$z_1=22$ $\xi_1=0,344$ $z_2=45$ $\xi_2=0$ $m=2,5$	20° 17°	17° 20°	0,983 1,0734	0,48888 0,48888	0,48057 0,52476	20°26′ 21°20′
7	$z_1=15$ $m=2,5$ $z_2=50$ $\xi_1=0,25$ $\xi_2=0$	20° 17°	17° 20°	0,98295 1,01734	0,3201 0,3201	0,3146423 0,32565	22°26′ 23°37′
8	$z_1=32$ $m=2,25$ $z_2=64$	20° 17°	17° 20°	0,98295 1,01734	0,5 0,5	0,491175 0,50867	18°02′ 19°01′
9	$z_1=48$ $m=2,25$ $z_2=48$	20° 17°	17° 20°	0,98295 1,01734	1 1	0,98295 1,01734	18°32′ 18°32′

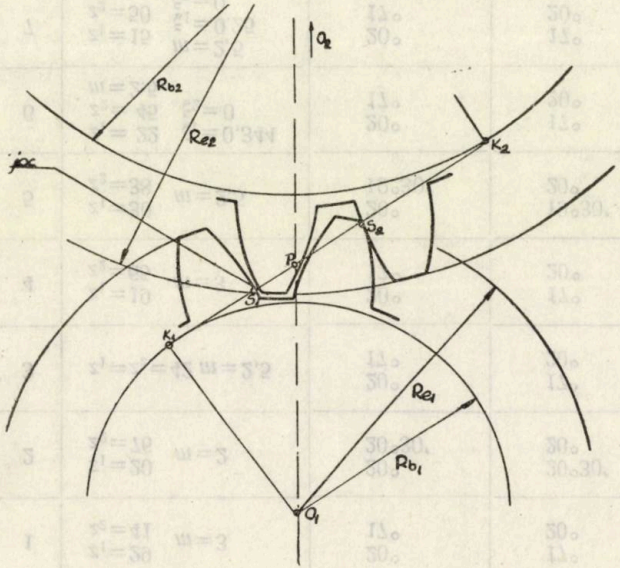


Fig. 4. Schema apariției jocului lateral între flancuri.

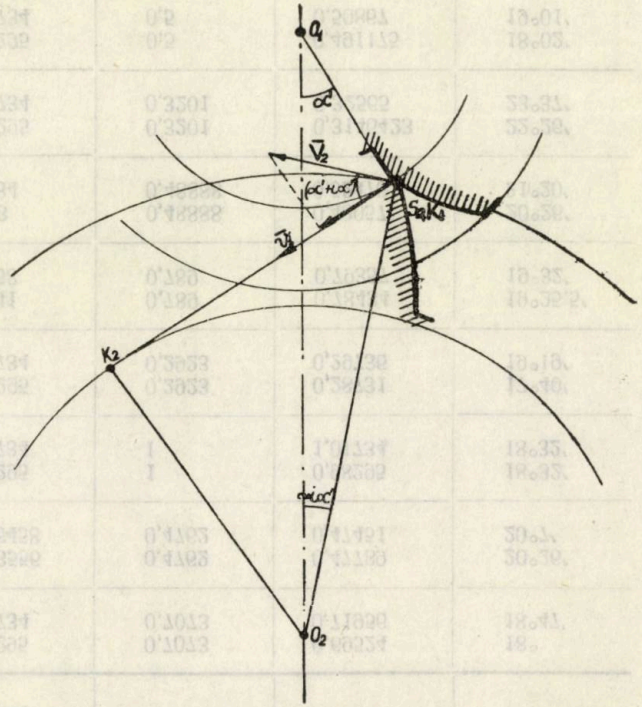


Fig. 5. Poziția vectorilor viteză a celor 2 puncte de pe profile care vin în contact la începutul angrenării.

Dacă M_r este momentul rezistent la arborele antrenat și $i_{120}M_r$, momentul motor la arborele 1, momentul de inerție masic al părților rotative ale transmisiei pînă la roata 1, reduse la axul roții 2 J_2 accelerațiile unghiulare ε_1 și ε_2 se pot calcula din ecuațiile mișcării părților respective din mașină.

$$\varepsilon_1 = -\frac{i_{120}M_r}{J_1} \qquad \varepsilon_2 = -\frac{M_r}{J_2}.$$

Inlocuind în relația (3''') aceste valori, se obține după ce s-a introdus și valoarea lui $\Delta\varphi_1$:

$$t = \sqrt{\frac{\frac{4\tau}{z_1}\left(\frac{\cos\alpha_1}{-\cos\alpha_2} - 1\right)}{M_r\left(\frac{1}{iJ_2} + \frac{i}{J_1}\right)}}. \tag{4}$$

Considerăm, că ciocnirea dinților, la consumarea jocului este o ciocnire pe direcția liniei de angrenare între 2 corpuri cu axe de rotație fixe. In ipoteza simplificatoare că angrenarea începe tocmai din punctul de tangență dintre linia de angrenare și cercul de bază al roții 1, energia cinetică ce se pierde la ciocnirea unei perechi de dinți este (4):

$$E_c = \frac{1}{2}(1-k)^2 \frac{\frac{J_1}{R_{b_1}^2}\frac{J_2}{R_{b_2}^2}}{\frac{J_1}{R_{b_1}^2} + \frac{J_2}{R_{b_2}^2}} \cdot (v_1 - v_2)^2$$

unde k_1, este coeficientul de ciocnire $\left(K = \frac{5}{9} \text{ pentru oțel}\right)$ v_1 și v_2 vitezele pe direcția liniei de angrenare ale punctului de contact între cele 2 flancuri în momentul ciocnirii.

Insă

$$v_1 - v_2 = v_{10} + \Delta v_1 - (v_{20} - \Delta v_2) = v_{10} - v_{20} + \Delta v_1 + \Delta v_2$$

unde v_{10}, v_{20}, sînt vitezele pe direcția liniei de angrenare în cazul în care $\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} = 1$, Δv_2 și Δv_1, creșterile vitezelor punctelor de pe cele 2 roți pe direcția liniei de angrenare, în timpul consumării jocului.

Cum legea angrenării este respectată, rezultă că:

$$v_{10} - v_{20} = 0$$

deci:

$$v_1 - v_2 = \Delta v_1 + \Delta v_2 = R_{b1}\varepsilon_1 t + R_{b2}\varepsilon_2 t \cos(\alpha' + i_{120}\alpha') =$$

$$= \left[R_{b1}\frac{M_r}{J_1} + R_{c2}\frac{M_r}{J_2}\cos(\alpha' + i_{126}\alpha')\right]t = \frac{M_r}{cR_{b2}}[1 + \cos i_{120}\alpha']\,t$$

unde s-a făcut aproximarea $\frac{J_1}{R_{b1}^2} = \frac{J_2}{R_{b2}^2} = c$; α' este unghiul de angrenare real cu care funcționează angrenajul.

Cu aceeaşi aproximaţie, se poate calcula

$$t^2 = CR_{b2} \frac{2\pi m \left(\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} - 1\right) \cos\alpha_1}{M_r \left[1 + \frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1}\right]} \sec^2.$$

Cu aceste relaţii, energia cinetică pierdută la ciocnirea unei perechi de dinţi este:

$$E_c = \frac{\pi}{z_2}(1-k^2)\left(\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}\right)^2 \frac{\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} - 1}{\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} + 1} (1 + \cos i_{120}\alpha')^2 M_r$$

(E_c — în Kgf cm).

Puterea pierdută, va fi atunci:

$$P_c = \frac{n_2}{60} z_2 E_c = (1-k^2)\left(\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}\right)^2 \frac{\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} - 1}{\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} + 1} (1 + \cos i_{120}\alpha') M_r \frac{\pi n_2}{60}$$

P_c — în kgf cm/sec.

unde n_2, este turaţia roţii 2.

Cum însă:

$$\frac{\pi n_2}{30} M_r = P_2 \text{ kgf cm/sec}$$

este puterea transmisă de angrenaj arborelui roţii 2, avem randamentul de ciocnire al angrenajului

$$\eta_c = \frac{P_2}{P_2 + P_c} = \frac{1}{1 + \frac{P_c}{P_2}} =$$

$$= \frac{1}{1 + (1-k^2)\left(\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}\right)^2 \cdot \frac{\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} - 1}{\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} + 1} (1 + \cos i_{120}\alpha')^2} \tag{6}$$

Diagrama 6 şi tabela 3, dă valorile acestui randament, în funcţie de raportul caracteristic $\frac{\cos\alpha_1}{\text{căs}\,\alpha_2}$ şi raportul de transmitere i_{120}.

In tabela 4 sînt date valorile lui η_c pentru angrenajele încercate.

c) In cazul, în care $\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} < 1$, presupunînd constantă viteza unghiulară a roţii 1, roata antrenată 2 se va mişca în timpul angrenării unei perechi de dinţi cu o viteză unghiulară ω_2.

Tabela 3

Valorile randamentului „de ciocnire" pentru diferite angrenaje, în funcție de i, α_1 și α_2

i_{120}	$\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}$	η_c	i_{120}	$\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}$	η_c
0,2	1,015	0,9793456	0,5	1,015	0,9795979
	1,0125	0,9827380		1,0125	0,9829391
	1,01	0,9861728		1,01	0,9863518
	1,0075	0,9896375		1,0075	0,9897707
	1,005	0,9928229		1,005	0,9929175
	1,0025	0,9965479		1,0025	0,9965936
0,25	1,015	0,9793897	0,666	1,015	0,9796584
	1,0125	0,9827614		1,0125	0 9829913
	1,01	0,9862069		1,01	0,9863946
	1,0075	0,9896600		1,0075	0,9898040
	1,005	0,9928386		1,005	0,9929392
	1,0025	0,9965559		1,0025	0,9966056
0,333	1,015	0,9794424			
	1,0125	0,9828058			
	1,01	0,9862428			
	1,0075	0,9896874			
	1,005	0,9928583			
	1,0025	0,9965648			

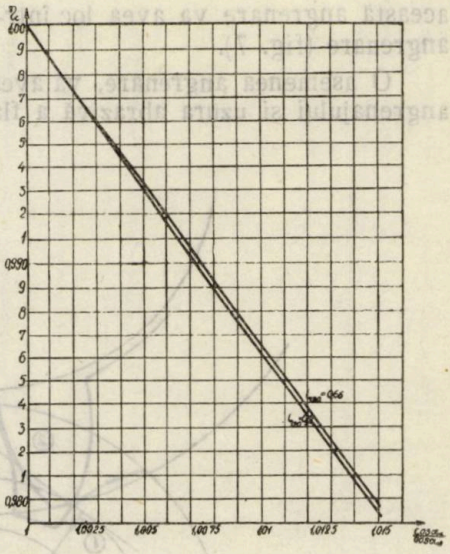


Fig. 6. Variația lui η_c în funcție de $\frac{\cos\alpha_1'}{\cos\alpha_2}$

Tabela 4

Valorile randamentului „de ciocnire" la angrenajele măsurate

Nr.	Caracteristicile angrenajului	α_1	α_2	$\frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2}$	η_c
1	$z_1=29$; $z_2=41$; $m=3$	17°	20°	1,01734	0,076629
2	$z_1=20$; $z_2=76$; $m=2$	20°	20°30′	1,003556	0,9951557
3	$z_1=z_2=42$; $m=2,5$	17°	20°	1,01734	0,977215
4	$z_1=19$; $z_2=65$; $m=3$	17°	20°	1,01734	0,976105
5	$z_1=30$; $z_2=38$; $m=2,5$	19°30′	20°	1,0058	0,9932163
6	$z_1=22$; $z_2=45$; $\xi_1=0,344$; $\xi_2=0$; $m=2,5$	17°	20°	1,01734	0,9763908
7	$z_1=16$; $z_2=50$; $\xi_1=0,344$; $\xi_2=0$ $m=2,5$	17°	20°	1,01734	0,9763908
8	$z_1=32$; $z_2=64$; $m=2,25$	17°	20°	1,01734	0,9763241
9	$z_1=48$; $z_2=48$; $m=2,25$	17°	20°	1,01734	0,9772018

Astfel, încă înaintea ieșirii din angrenare a perechii respective de dinți, perechea următoare va intra în contact. Cum însă dintele roții 2 este rămas în urmă cu unghiul

$$\Delta_2\varphi = \frac{\omega_{20}-\omega_2}{\omega_{20}}\frac{2\pi}{Z_2} = \left(1-\frac{i_{12}}{i_{120}}\right)$$

această angrenare va avea loc într-un punct care nu este situat pe linia de angrenare (fig. 7).

O asemenea angrenare, va avea drept urmare funcționarea cu șocuri a angrenajului și uzura abrazivă a flancului dintelui.

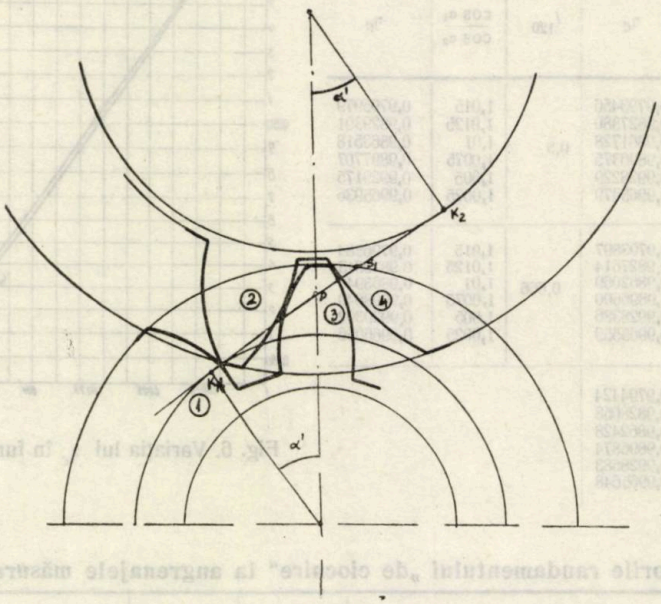


Fig. 7. Angrenarea profilelor în afara liniei de angrenare

pentru $\frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} < 1$.

d) Alunecarea relativă a flancurilor dinților, se exprimă prin relația :

$$a_1 = 1 - \left(\frac{Z_1 + Z_2}{Z_2 + 2} \cdot \frac{\sin \alpha'}{\sin \alpha_{e_2}} - 1 \right) \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}$$

pentru baza dintelui roții 1 (în punctul S_2):

$$a_2 = 1 - \left(\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 + 2} \cdot \frac{\sin \alpha'}{\sin \alpha_{e_1}} - 1 \right) \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}$$

pentru baza dintelui roții 2 (în punctul S_1).

In tabela 5, se arată valorile calculate pentru aceste alunecări la roțile măsurate.

Din tabelă reiese că eroarea unghiului de înclinare a flancului nu influențează esențial asupra valorii alunecării specifice.

CONCLUZII

Din cele mai de sus, reiese că eroarea preponderentă constantă a formei profilului danturii roților dințate cilindrice fabricate la Uzinele „Infrățirea" Oradea, cauzează în mod direct dificiențe importante în funcționarea acestor angrenaje: funcționare cu șocuri, zgomot, uzura accentuată a flancurilor.

Tabela 5

Valorile alunecărilor specifice la angrenajele măsurate

Nr.	Caracteristicile angrenajului	α_1	α_2	$1-a_1$	$1-a_2$
1	$z_1=29$ $m=3$ $z_2=41$	20°	20°	0,361317	0,393
		20°	17°	0,26767	0,3451
		17°	20°	0,256	0,4439
		17°	17°	0,17717	0,338037
2	$z_1=20$ $m=2$ $z_2=76$	20°	20°	0,1	0,89176
		20°	20°30′	0,10651	0,967
		20°30′	20°	0,13251	0,8923
		20°30′	20°30′	0,11418	0,90941
3	$z_1=42$ $m=2,5$ $z_2=42$	20°	20°	0,272	0,272
		20°	17°	0,375	0,375
		17°	20°	0,43615	0,43615
		17°	17°	0,32077	0,32077
4	$z_1=19$ $m=3$ $z_2=65$	20°	20°	0,1593	0,17538
		10°	17°	0,1088	0,3891
		17°	20°	−0,06568	0,4793
		17°	17°	−0,05895	0,39001
5	$z_1=30$ $m=2,5$ $z_2=38$	20°	20°	0,37008	0,42403
		20°	19°30′	0,36263	0,39046
		19°30′	20°	0,33367	0,42236
		19°30′	19°30′	0,32865	0,39101
6	$z_1=22$ $\xi_1=0,344$ $z_2=45$ $\xi_2=0$ $m=2,5$	20°	20°	0,42325	0,4156
		20°	17°	0,23938	0,41423
		17°	20°	0,43279	0,44647
		17°	17°	0,3242	0,36307
7	$z_1=16$ $\xi_1=0,25$ $z_2=50$ $\xi_2=0$ $m=2,5$	20°	20°	0,40733	0,3237312
		20°	17°	0,76009	0,491645
		17°	20°	0,77585	0,564256
		17°	17°	0,2772436	0,3264
8	$z_1=32$ $m=2,25$ $z_2=64$	20°	20°	0,36	0,5335
		20°	17°	0,3526	0,4362
		17°	20°	0,3526	0,5265
		17°	17°	0,087	0,59113
9	$z_1=48$ $m=2,25$ $z_2=48$	20°	20°	0,52256	0,52256
		20°	17°	0,53216	0,4496
		17°	20°	0,4496	0,53216
		17°	17°	0,45344	0,45344

Cum aceste deficienţe sînt constatate în practică, în exploatarea maşinilor-unelte fabricate la Uzinele „Infrăţirea“ Oradea şi ele micşorează în mod sensibil siguranţa în exploatare a acestor maşini-unelte, este necesar să se acţioneze în direcţia eliminării erorii de profil care le dă naştere.

BUDAPESTI MUSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

НЕКОТОРЫЕ ВЫВОДЫ ОСНОВАННЫЕ НА ИЗМЕРЕНИИ ПРОФИЛЕЙ ШЕВРОННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СТАНКАХ ФАБРИКУЕМЫХ НА ЗАВОДЕ »ЫНФРЭЦИРЯ« В ОРАДИИ

(РЕЗЮМЕ)

Были произведены измерения партии зубчатых колес обработанных на заводе »Ынфрэциря« в Орадии. Будучи установлена ошибка преобладающая в наклоне профиля зубьев, изучается влияние этой ошибки на работу колес находящихся в зацеплении. Установлено, что ошибка ведет к ударам и сильному абразивному износу боковых сторон.

CERTAINES CONLUSIONS CONCERNANT LA MESURE DES PROFILS ÉVOLVENTIQUES DES ROUES DENTÉES UTILISÉES AUX MACHINES-OUTILS FABRIQUÉES À L'USINE „INFRĂȚIREA" ORADEA

RÉSUMÉ

On à exécuté des mesures sur un grand nombre de roues dentées à répères différents, usinées à l'usine „Infrățirea" d'Oradea.

En trouvant une erreur prépondérente en ce qui concerne l'inclinaison du profil de la dent de ces roues, on a étudié l'effet de cette erreur sur le fonctionnement en engrenage de ces roues dentées.

On constate que cette erreur conduit à un fonctionnement à chocs et usure abrasive accentuée des flancs.

BIBLIOGRAFIE

1. Horovitz. *Angrenaje cilindrice*, Ed. Tehnică 1959.
2. B. Maros, *Cinematica roților dințate*, Ed. Tehnică 1958.
3. V. Rüzicka, *Controlul roților d'nțate*, Ed. Tehnică 1959.
4. *Hütte*, vol. I. Ed. AGIR, 1947.

INSTALAȚIE PENTRU AMBUTISAREA HIDRAULICĂ

DE

St. ROSINGER și I. MICȘA

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

In vederea cercetării fenomenelor ambutisării hidraulice s-a conceput și s-a executat o instalație care să permită:

1. Studiul forțelor necesare pentru diferite operații de formare la rece în funcție de:

— forma pieselor;

— viteza de deformare, stabilindu-se valoarea vitezei maxime admisibile;

— forța de fixare a semifabricatului, stabilindu-se valorile limită a acestei forțe pentru asigurarea reținerii cutelor, respectiv evitării subțierii pereților semifabricatului.

2. Starea de tensionare a materialului supus deformării la rece și modalitatea uniformizării tensiunilor din semifabricat prin diverse metode de frînare.

Soluția constructivă adoptată de noi pentru rezolvarea acestor probleme se prezintă în schema de principiu din fig 1.

Semifabricatul 5 se așază într-un locaș corespunzător din inelul de centrare *4* dedesubtul unui inel de fixare *6* care are rolul reținerii cutelor.

Forța de fixare este asigurată prin trimiterea unui lichid sub presiune în camera *a* din cilindrul mobil *1* cu piston fix *2*. In timpul coborîrii sale, cilindrul mobil, transmite inelului de fixare forța de strîngere dorită, prin intermediul penelor *7*.

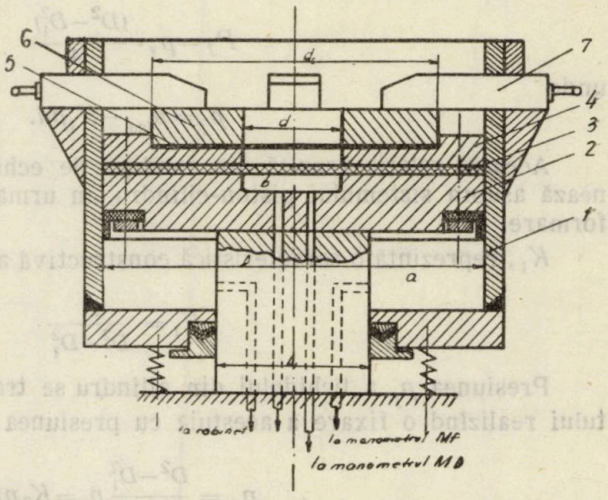


Fig. 1. Instalație de ambutisare hidraulică.

Forţa de strîngere este în funcţie de presiunea lichidului din cilindru, fiind măsurată de manometru.

Deformarea semifabricatului se face prin trimiterea lichidului sub presiune în cavitatea *b* din piston. Lichidul deformează garnitura de cauciuc *3*, şi prin intermediul acesteia semifabricatului *5*, obligîndu-l pe acesta să ia forma matriţei care se aşză deasupra inelului de fixare *6*.

Inregistrarea presiunii de deformare a semifabricatului se face prin intermediul manometrului *MP*.

Acţionarea instalaţiei se face după schema din fig. 2.

Lichidul din rezervorul *1* este împins cu ajutorul unei pompe de înaltă presiune *2* înspre instalaţia *4*. Dirijarea lichidului în cavitatea *a* sau *b* se face cu ajutorul unui robinet cu 4 căi *3*.

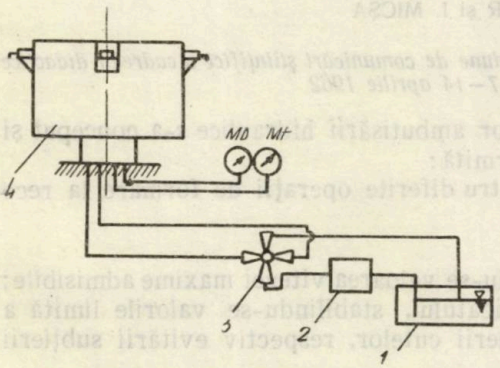


Fig. 2. Schema pricipală de acţionare a instalaţiei.

Aceasta permite trecerea lichidului fie înspre cilindrul de fixare *a*, fie înspre cavitatea *b* din piston, blocarea lichidului în aceste locuri, sau scurgerea în rezervor (golirea instalaţiei).

Calculul forţelor ce intervin în procesul ambutisării se face în modul următor:

1. Forţa de deformare se măsoară prin intermediul presiunii de deformare p_a care se citeşte în mod direct pe manometrul *MD*.

2. Forţa de fixare este:

$$P_f = p_f \cdot \frac{(D^2 - D_1^2)}{4}$$

unde

$$p_f = p_{ind} - K_1 pd.$$

Această relaţie rezultă din condiţia de echilibru a forţelor care acţionează asupra sistemului piston-cilindru, în urma apariţiei presiunii de deformare.

K_1, reprezintă o saracteristică constructivă a instalaţiei dată prin relaţia:

$$K_1 = \frac{d^2}{D^2 - D_1^2}.$$

Presiunea p_f a lichidului din cilindru se transmite asupra semifabricatului realizînd o fixare a acestuia cu presiunea

$$p_{f0} = \frac{D^2 - D_1^2}{d_s^2 - d^2} p_f = K_2 pf.$$

Să considerăm pentru moment că ambutisarea decurge fără modificarea grosimii flanșei semifabricatului, numai pe baza retragerii materialului de aici de la poziția dată prin d_s la d.

In acest caz forța de strîngere a semifabricatului rămîne constantă

$$P_f = \text{const.}$$

Intrucît însă semifabricatul se retrage în decursul procesului, presiunea exercitată pe acesta de către inel variază după relația:

$$p = \frac{P_f}{\frac{(d_x^2 - d^2)}{4}} = \frac{K_3}{d_x^2 - d^2}$$

unde d_x indică poziția momentană a fibrei externe a semifabricatului.

Curba de variație a lui p în funcție de d_x este arătată în fig. 3 (linie întreruptă).

In cadrul procesului de ambutisare, datorită însă compresiunii tangențiale care acționează pe porțiunea de flanșă a semifabricatului, intervine o îngroșare a acestuia. Conform datelor din literatură, aceasta variază pînă la un maxim de cca. 30% pentru ambutisări adînci, la marginea superioară a piesei ambutisate (pentru $d_x = d$).

Creșterea de grosime a flanșei, produce o comprimare suplimentară a cauciucului. Pe această bază se modifică presiunea exercitată asupra semifabricatului. Valoarea corijată a presiunii o obținem în felul următor:

Pornind de la caracteristica cauciucului $p = f\left(\frac{g'}{g} 100\,\%\right)$ (fig. 4), determinăm valoarea lui p_1 corespunzătoare comprimării procentuale $a_1\%$, obținută pe baza strîngerii șurubului și a presiunii inițiale din cilindrul de fixare, cît și valoarea p_2 corespunzătoare comprimării procentuale $a_2\%$, intervenită prin strîngerea suplimentară a cauciucului dată de îngroșarea flanșei semifabricatului.

Diferența de presiune $p_2 - p_1$ se transmite asupra semifabricatului în raportul:

$$\frac{D^2 - d^2}{d_x^2 - d^2}$$

obținînd presiunea corijată la valoarea

$$p' = p + (p_2 - p_1)\frac{D^2 - d^2}{d_x^2 - d^2}.$$

Valorile corijate ale presiunilor efective exercitate pe semifabricat pentru orice moment al procesului de ambutisare se vor putea citi prin intermediul diagramei din fig. 3 (liniile continue), construită pentru diferite presiuni inițiale din cilindrul de fixare și redată pentru caracteristicile dimensionale ale instalației.

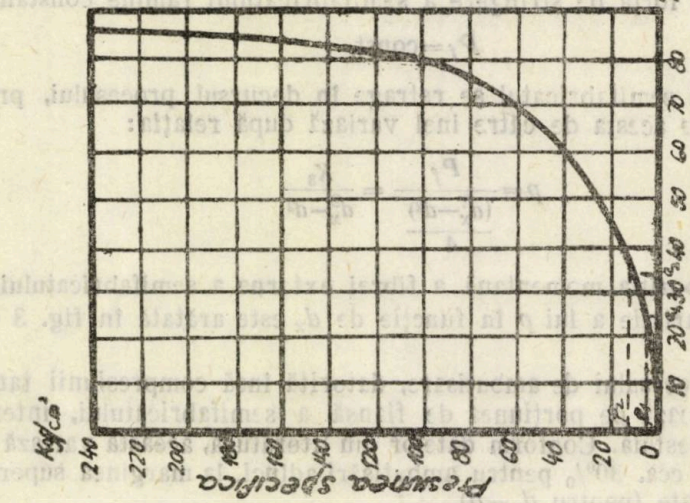


Fig. 4 — Curba caracteristică a cauciucului $p = f\left(\frac{g'}{g} \cdot 100\right)$.

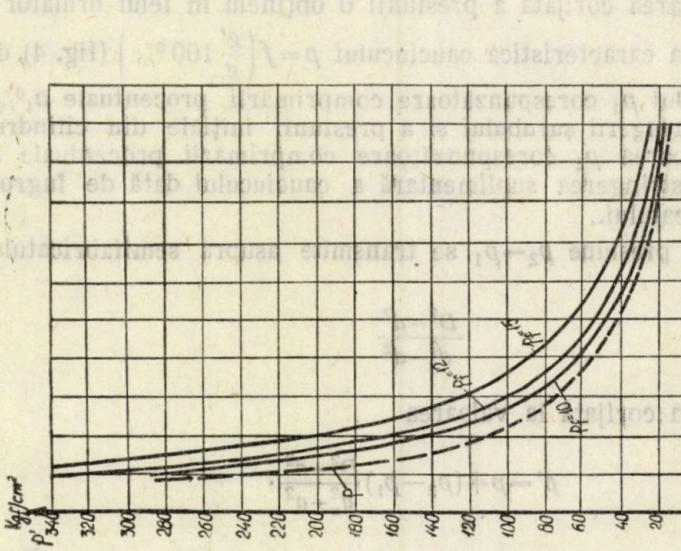


Fig. 3 — Variația $p' = f(d_x)$.

Instalaţia concepută se caracterizează printr-o construcţie simplă şi uşoară, corespunzătoare pentru efectuarea diverselor măsurători legate de deformarea la rece a laminatelor.

УСТАНОВКА ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ШТАМПОВКИ

(РЕЗЮМЕ)

Предлагается установка для исследования гидравлической штамповки и рассматриваются следующие явления:

1) Усилия необходимые для различных операций холодной штамповки, зависящие от:

— формы деталей;

— скорости формовки; устанавливается максимально допустимая скорость;

— усилия для установки заготовки, необходимого для удаления складок и предотвращения утяжек заготовки.

2) Напряженное состояние деформируемого материала и возможность уравновешивания напряжений заготовки различными тормозящими средствами.

Затем устанавливаются характеристики аппарата и зависимость находящихся в основе расчета усилий.

Результаты сведены в диаграмму, где находятся действительные величины усилий, действующих на заготовку в каждый момент формирования.

INSTALLATION PAR EMBOUTISSAGE HYDRAULIQUE

(RÉSUMÉ)

On y présente une installation en vue de la recherche des phénomènes de l'emboutissage hydraulique comme el s'en suit:

1) L'étude des forces nécessaires pour différentes opérations de formation à froid en fonction de:

— la forme des pièces;

— la vitesse de déformation, établissant la valeur de la vitesse maxima admissible;

— la force de fixation du produit demifabriqué, établissant les valeurs-limite de cette force pour éviter l'amincissement des parois de produit demifabriqué.

2) L'état de tension du matériau soumis à la déformation à froid et la modalité d'uniformiser les tensions du produit demi-fabriqué par différentes méthodes de freinage.

On passe ensuite à l'établisement des caractéristiques de l'appareil et on établit les relations existantes à la base des mesures de forces.

Les résultats sont portés sur des diagrammes indiqués pour l'installation construite, qui présente les valeurs réelles des forces qui agissent sur le produit demifabriqué à tout moment du processus de déformation.

BIBLIOGRAFIE

1. V. P. Romanovskii, *Spravocinik pe holodnei ştampovke*, Maşghiz 1959.
2. M. E., Zubţov, *Tehnolog'a ştanţării la rece*. Ed. Tehnică 1953.
3. E. Kaczmarek, *A hidegsajtolás gyakorlata*, Műszaki Könyvkiadó 1958.

MASURAREA INDUCȚIEI MAGNETICE DE ZECIMI DE GAUSS

DE

PL. ANDRONESCU și A. HELER

Comunicare prezentată la cea de-a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

CONSIDERAȚIUNI GENERALE

In lucrare se folosește la măsurarea inducției magnetice, generatorul Hall [1].

Conectîndu-se în circuitul Hall din fig. 1 un miliampermetru sau un galvanometru ne folosim de următoarele relații:

$$u_{h0}+(v_{c3}-v_{c4})=k_0 i_c B\cdot 10^{-8}+(v_{c3}-v_{c4})=i_h(r_{ih}+r_A) \tag{1}$$

$$u_h+(v_{c3}-v_{c4})=\frac{u_{h0}+(v_{c3}-v_{c4})}{1+\frac{r_{ih}}{r_A}}=i_h r_A \tag{2}$$

în care: u_{h0} reprezintă tensiunea electromotoare Hall;

$u_{h0}-i_h r_{ih}=u_h$ — tensiunea de borne Hall.

Curentul electric i_c denumit curentul de comandă, are loc între electrozii *1* și *2* unde există circuitul de comandă. De-a lungul circuitului de comandă, potențialul v_c descrește de la v_{c1} la v_{c2}.

Cînd lipiturile electrozilor Hall *3* și *4* se găsesc la aceeași distanță față de electrodul *1*, atunci potențialele v_{c3} și v_{c4} sînt egale.

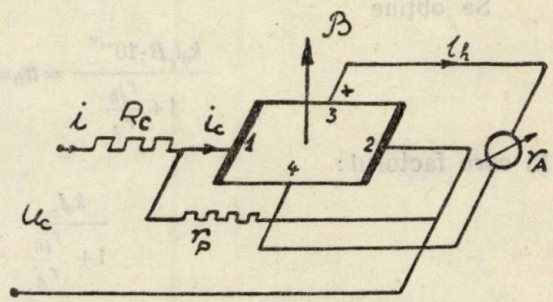


Fig. 1. Generatorul Hall

Diferența de potențial $v_{c3}-v_{c4}$ devine zero.

Se poate întîmpla ca lipiturile electrozilor *3* și *4* să nu fie simetrice față de electrodul *1*, astfel că diferența de potențial $v_{c3}-v_{c4}$ devine diferită de zero.

O astfel de diferenţă de potenţial care se evidenţiază atunci cînd u_{h0} deci şi B sînt nule, e denumită *tensiunea de zero.*

Tensiunea de zero poate fi compensată fie prin introducerea unei diferenţe de potenţial creată în exteriorul plăcuţei opusă cu $v_{c3}-v_{c4}$, sau se mai poate realiza ca $v_{c3}-v_{c4}$ să devină nulă.

Spre exemplu dacă $v_{c3} > v_{c4}$, adică electrodul Hall *3* se găseşte mai aproape de electrodul *1*, decît electrodul *4*, se conectează între electrozii *1*, *4* o rezistenţă electrică r' reglabilă.

Fie r_e rezistenţa echivalentă a rezistenţelor r' şi r'_{ic} conectate în paralel. r'_{ic} este o parte din rezistenţa totală r_{ic} din circuitul de comandă.

Cum rezistenţa echivalentă r_e e mai mică ca cea mai mică din cele două rezistenţe în paralel: r' şi r'_{ic}, rezultă că potenţialul v_{c4} creşte puţin, astfel că diferenţa de potenţial $v_{c3}-v_{c4}$ prin variaţia lui r' poate deveni nulă.

r_{ih} reprezintă rezistenţa electrică a plăcuţei corespunzătoare circuitului Hall, iar r_A rezistenţa miliampermetrului.

Din prima relaţie se obţine experimental tensiunea Hall u_{h0}, cînd se cunosc $v_{c3}-v_{c4}$, i_h, r_{ih} şi r_A.

Cînd inducţia magnetică B în Gauss şi curentul de comandă i_c în Amperi sînt cunoscute, se determină şi constanta Hall k_0.

La măsurarea inducţiei B, curentul i_c se menţine constant.

Dat fiindcă atît constanta Hall k_0 cît şi rezistenţa Hall r_{ih} cresc puţin cu creşterea inducţiei magnetice B, rezultă ca ele să fie cunoscute în funcţie de inducţia magnetică B.

Cînd se cere ca miliampermetrul sau galvanometrul să fie etalonate pentru măsurarea inducţiei magnetice B, se foloseşte relaţia (2).

Pentru a obţine curentul în galvanometru nul atunci cînd B e nul, se cere ca diferenţa de potenţial $v_{c3}-v_{c4}$ să fie nulă sau compensată.

Se obţine

$$\frac{k_0 i_c B \cdot 10^{-8}}{1+\frac{r_{ih}}{r_A}} = u_h = i_h r_A$$

în care factorul:

$$\frac{k_0 i_c}{1+\frac{r_{ih}}{r_A}} \qquad (3)$$

trebuie să se menţină constant.

Dat fiindcă atît k_0 cît şi r_{ih} cresc puţin cînd B creşte, înseamnă că numai la o anumită rezistenţă ajustată r_{Aa} se poate realiza ca factorul (3) să se menţină constant.

Cum în cazul de faţă se cere să se măsoare o inducţie magnetică mică, variaţia mărimilor k_0 şi r_{ih} cu inducţia e neglijabilă.

Mai trebuie să se țină seama și de variația mărimilor k_0, r_{th} și r_{tc} care descresc cînd temperatura crește.

Literatura [2] ne arată că principial prin conectarea unei rezistențe de manganin r_p în paralel cu r_{tc} (vezi fig. 1) se obține la o variație de temperatură între 5°—35 °C o astfel de creștere a curentului de comandă i_c, încît produsul $k_0 i_c$ să se mențină constant.

Ținîndu-se seama de relațiile:

$$u_c = i\left(R_c + \frac{r_p r_{tc}}{r_p + r_{tc}}\right) \tag{4}$$

$$i = i_c\left(1 + \frac{r_{tc}}{r_p}\right) \tag{5}$$

se constată că în cazul cînd $\frac{r_p r_{tc}}{r_p + r_{tc}}$ e mic față de R_c, pentru u_c constant rezultă că și i se menține constant.

Ca urmare din (5) cînd r_{tc} descrește cu temperatura, i_c va crește puțin.

In felul acesta produsul $k_0 i_c$ se poate menține constant și miliampermetrul poate fi etalonat pentru măsurarea inducției magnetice.

Totuși se relevă că pe măsură ce inducția magnetică, deci și tensiunea Hall devin din ce în ce mai mici, existența micilor tensiuni de zero cît și a micilor variații ale factorului (3) fac ca instrumentul să nu mai indice exact inducția.

Pe de altă parte poate să se manifeste și tensiunea electromotoare Hall datorită intensității cîmpului magnetic terestru, cît și apariția tensiunilor termoelectrice datorită atît variației de temperatură cît și a existenței suprafețelor de contact a două metale diferite.

Intr-un astfel de caz, tensiunea totală în circuitul Hall ia forma:

$$u = A \cdot B + (v_{c3} - v_{c4}) + A \cdot B_{ter} + u_{tel} = i_h (r_{th} + r_A) \tag{6}$$

în care: $A = k_0 i_c \cdot 10^{-8}$.

$B_{ter} = H_{ter} \mu_0$ reprezintă componenta inducției magnetice perpendiculară pe plăcuță care corespunde cîmpului magnetic terestru (intensitatea cîmpului magnetic terestru e de ordinul 0,5 Oe).

u_{tel} — tensiunea termoelectrică.

In literatură [3] se evidențiază greutățile care survin la determinarea inducției magnetice de cîteva zecimi de Gauss.

Relația (6) ne arată că numai prin cunoașterea exactă a tuturor termenilor, se poate obține experimental inducția B cînd are valori mici.

In lucrarea de față se indică o metodă de măsurare a inducției magnetice de cîteva zecimi de Gauss fără să fie necesar ca în prealabil să cunoaștem termenii din relația (6).

In fig. 2 sînt două circuite magnetice α şi β cu cîte un generator Hall de tipul InSb.

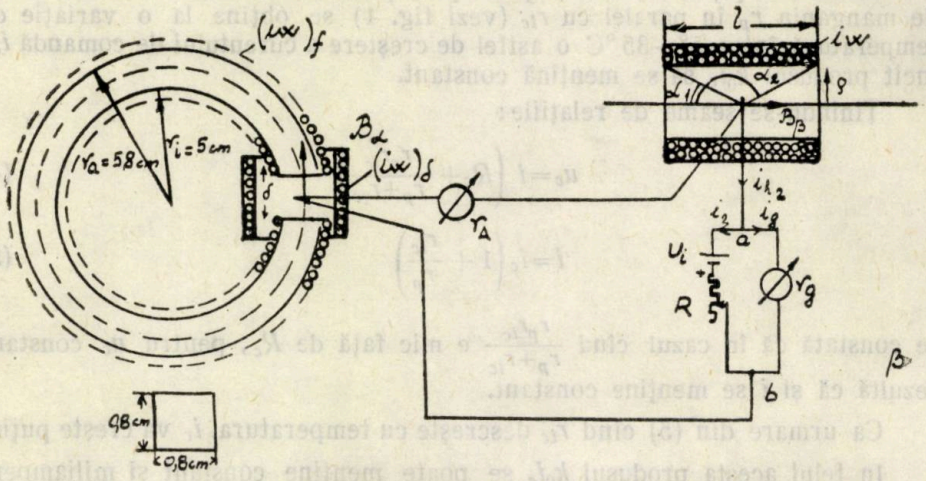


Fig. 2. Dispozitivul de măsurat inducţii magnetice mici

DATELE GENERATORILOR HALL

Generatorul Hall α.

$$u_{h0\alpha} + (v_{c3} - v_{c4})_\alpha = i_{h\alpha}(r_{ih\alpha} + r_A)$$

$$u_{h0\alpha} + 0{,}5 \cdot 10^{-3} = 0{,}184 \cdot 10^{-3}\,(1{,}925\ \Omega + 176{,}6\ \Omega)$$

$r_{ih\alpha} = 1{,}925\ \Omega$ pentru $B_\alpha = 3100$ G

$r_{ic\alpha} = 0{,}83\ \Omega$.

Se obţine:

$$u_{h0\alpha} = 32{,}4 \cdot 10^{-3}\ \text{V}.$$

Pentru:

$i_{c\alpha} = 0{,}1$ A; $B_\alpha = 3100$ G

se obţine din:

$$u_{h0\alpha} = k_{0\alpha} i_{c\alpha}\ \text{A} \cdot B_\alpha \cdot 10^{-3}; \quad k_{c\alpha} = 10\,450\ \text{cm}^2/\text{As}.$$

Dimensiunile plăcuţei: 5,27; 2,65; 0,29 mm.

Generatorul Hall β.

$$u_{h0\beta} + (v_{c3} - c_4)_\beta = i_{h\beta}(r_{ih\beta} + r_A)$$

$$u_{h0\beta} + 8{,}392 \cdot 10^{-3} = 7{,}1 \cdot 10^{-8} \cdot 60{,}8\,(4{,}325\ \Omega + 2000\ \Omega)$$

S-a folosit un galvanometru cu $C_l = 7{,}1 \cdot 10^{-8}$ A/div și $\alpha = 60{,}8$ diviziuni

$r_g = 27\ \Omega$; $r'_g = 1973\ \Omega$ introdus în circ. galvanometrului

$r_{th\beta} = 4{,}325\ \Omega$ pentru $B_\beta = 12{,}30$ G

$r_{tc\beta} = 1{,}1\ \Omega$.

Se obține:

$$u_{h0\beta} = 0{,}2416 \cdot 10^{-3}\ \text{V}$$

Pentru:

$$i_{c\beta} = 0{,}1\ \text{A} \quad \text{și} \quad B_\beta = 12{,}30\ \text{G}$$

se obține din:

$$u_{h0\beta} = k_{0\beta} i_{c\beta} B_\beta \cdot 10^{-8}$$

$$k_{0\beta} = 19\,600\ \text{cm}^2/\text{As}.$$

Se mai poate forma:

$$u_{h0\beta} = A_\beta B_\beta \quad \text{cu} \quad A_\beta = 1{,}96 \cdot 10^{-5}.$$

Dimensiunile plăcuței: 5,35; 2,08; 0,18 mm.

Generatorul Hall α e plasat în intrefierul δ al circuitului feromagnetic neomogen în formă de tor.

Generatorul Hall β e situat în mijlocul solenoidului din dreapta din fig. 2.

Dispozitivul permite să se măsoare inducția magnetică B_β care poate fi și calculată pentru etalonarea galvanometrului.

DETERMINAREA INDUCȚIEI MAGNETICE B_α ÎN ÎNTREFIERUL δ ȘI A INDUCȚIEI MAGNETICE B_β IN SOLENOID

Amperspirele totale ale circuitului magnetic neomogen sînt descompuse în $(iw)_\delta$ plasate acolo unde e intrefierul δ și în $(iw)_f$ repartizate uniform pe miezul de fier, cu scopul ca liniile de dispersie ale cîmpului magnetic să fie cît mai reduse.

Din aplicarea legii circuitului magnetic se obține:

$$\frac{4\pi}{10}[(iw)_f + (iw)_\delta] = H_f l_f + H_\alpha \cdot \delta.$$

Se dau:

$$l_{\text{mediu}} = 2\pi r_{\text{mediu}} = 2\pi \cdot 5{,}4 = 33{,}9\ \text{cm}; \quad l_f = 33{,}8\ \text{cm}; \quad \delta = 0{,}1\ \text{cm}.$$

Pentru $B = 3000$ G se deduc:

$$H_\alpha \cdot \delta = 3000 \cdot 0{,}1 = 300\ \text{Oe} \cdot \text{cm}.$$

Adică:

$$(iw)_\delta = 239 \text{ As.}$$

Pentru $B_f = 3000$ G se obţine din curba de magnetizare:

$$H_f = 4{,}68 \text{ Oe.}$$

$$H_f \cdot l_f = 4{,}68 \cdot 33{,}8 = 158{,}3 \text{ Oe} \cdot \text{cm}$$

Adică:

$$(iw)_f = 126{,}5 \text{ As.}$$

S-a fixat:

$$w_f = 280 \text{ spire}; \quad w_\delta = 700 \text{ spire.}$$

Ca urmare cele w_f spire sînt alimentate cu $i_f = 0{,}454$ A iar cele w_δ spire cu 0,361 A.

La fixarea razelor torului: r_e şi r_i s-a ţinut seama ca H_{med} să corespundă razei $r_{med} = \frac{r_e + r_i}{2}$.

H_β în interiorul solenoidului (fig. 2 dreapta) se exprimă în forma

$$H_\beta = 2\pi \frac{i\,\text{A}}{10} \cdot \frac{w}{l} (\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2) = 4\pi \cdot \frac{i\,\text{A}}{10} \frac{w}{l} \cos\alpha_1$$

în care:

$$\cos\alpha_1 = \frac{\frac{l}{2}}{\sqrt{\rho^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2}} = 0{,}98.$$

Pentru: $l = 20$ cm, $\rho = 2$ cm, $w = 500$ spire, (diametrul firului 0,5 mm) se obţine:

$$H_\beta = 30{,}8 \cdot i.$$

Pentru $i = 0{,}1$ A rezultă:

$$H_\beta = 3{,}08 \text{ Oe.}$$

FUNCŢIONAREA DISPOZITIVULUI LA MĂSURAREA INDUCŢIEI B_β

a) *Se consideră mai întîi cazul* $B_\beta = 0$.

Tensiunea totală în circuitul Hall pentru cele două generatoare e:

$$u_1 = A_\alpha \cdot B_\alpha + A_\beta B_{ter} + (v_{c3} - v_{c4})_\alpha + (v_{c3} - v_{c4})_\beta + u_{tel} = i_{h1} r \qquad (7)$$

în care:

$$r = r_{ih\alpha} + r_{ih\beta} + r_A.$$

In unul din cele dduă circuite în paralel din fig. 2 se găseşte un element de acumulator cu tensiunea $U_i = 2{,}09$ V.

Se stabilește rezistența R în acest circuit în așa fel încît să se obțină $v_a - v_b = 0$.

Ca urmare prin circuitul galvanometrului i_g e nul.

Curentul $i_{h1} = i_1$ curge prin rezistența R.

Din:

$$v_a - v_b + U_l = i_1 R = i_{h1} R$$

se obține pentru:

$$v_a - v_b = 0 \rightarrow U_l = i_{h1} R$$

de unde se deduc:

$$R = \frac{U_l}{i_{h1}}.$$

b) *Se consideră cazul cînd există* B_β.

De data aceasta avem:

$$u_2 = u_1 + A_\beta B_\beta = i_{h2} r + i_g r_g$$

în care $i_g r_g = v_a - v_b$.

Se remarcă că diferența dintre curenții i_{h2} și i_{h1} e așa de mică, încît ea nu poate fi observată la miliampermetrul din circuitul Hall;

— pe de altă parte tensiunea u_1 o putem considera neschimbată cînd apare $u_{h\beta} = A_\beta B_\beta$.

c) *Relația între* $i_{h2} - i_{h1}$ *și* i_g.

Între punctele a, b cînd apare curentul i_2 se obține:

$$U_l + v_a - v_b = i_2 R$$

în care:

$$U_l = i_{h1} R; \quad v_a - v_b = i_g r_g; \quad i_2 = i_{h2} - i_g$$

astfel că:

$$i_{h2} - i_{h1} = i_g \frac{R + r_g}{R} = i_g \cdot \zeta$$

în care:

$$\zeta = \frac{R + r_g}{R}.$$

Diferența de curenți $i_{h2} - i_{h1}$ care nu poate fi observată la miliampermetru devine măsurată cu ajutorul curentului galvanometrului i_g.

d) *Relația dintre* B_β *și* i_g.

Folosindu-ne de relația:

$$u_2 = u_1 + A_\beta B_\beta = i_{h2} r + i_g r_g$$

în care se înlocuieşte i_{h2} prin $i_{h2}=i_{h1}+i_g\zeta$ se obţine:

$$u_2=u_1+A_\beta B_\beta=\left(\frac{U_1}{r}+i_g\zeta\right)r+i_g r_g$$

de unde se deduce:

$$B_\beta=\frac{1}{A_\beta}i_g(\zeta r+r_g). \tag{8}$$

Relaţia (8) care ne dă inducţia magnetică B_β nu cuprinde tensiunile necunoscute din relaţia (7).

Galvanometrul poate fi etalonat atît la măsurarea tensiunii electromotoare $u_{h\beta}$ cît şi a inducţiei B_β.

Dacă se ţine seama că la măsurarea unei rezistenţe mici cu puntea Thomson, atît rezistenţele firelor de legătură cît şi a rezistenţelor de contact, nu sînt incluse în măsurarea de mai sus, vedem că prin metoda prezentată, la măsurarea de inducţii magnetice mici, tensiunile parazite nu sînt incluse în măsurare.

Formula (8) ne arată, că la măsurarea de inducţii magnetice mai mari se poate menţine curentul i_g în limitele date de scala galvanometrului prin mărirea rezistenţei r_g.

Totuşi se va ţine seama ca constantele A_β şi r să nu varieze cu inducţia.

Cu acest prilej se aminteşte că un dispozitiv asemănător cu acela din fig. 2 a fost folosit la măsurarea unui întrefier δ de cîţiva microni [4].

REZULTATE EXPERIMENTALE LA MĂSURAREA INDUCŢIEI B_β

Se prezintă următoarele date:

$U_l=2{,}09$ V un element de acumulator cu Pb.

$r_{iha}=1{,}925\,\Omega$ la $B_a=3300$ g.

Inducţia magnetică B_a e menţinută constantă

$r_{ih\beta}=4{,}325\,\Omega$

$r_A=176{,}6\,\Omega$

$i_{ca}=i_{c\beta}=0{,}1$ A

$i_{h1}=0{,}255\cdot10^{-3}$ A

$R=8203\,\Omega$ (pentru $i_g=0$)

$r_g=27\,\Omega$

$C_l=7{,}1\cdot10^{-8}$ A/diviziune

$$\zeta=\frac{R+r_g}{R}=1{,}003.$$

Din:

$$A_\beta = (\zeta r + r_g)\frac{i_g}{B_\beta}$$

se determină A_β; B_β fiind calculat.

Avem:

$$r = r_{ih\alpha} + r_{ih\beta} + r_A = 182{,}85$$

$$\zeta r = 183{,}5$$

$$A_\beta = 210{,}5\,\frac{i_g}{B_\beta}.$$

Tabela 1

B_β^G	6,15	12,3	18,45	24,6	30,77
i_g^A	$5{,}57\cdot10^{-7}$	$11{,}15\cdot10^{-7}$	$16{,}7\cdot10^{-7}$	$22{,}3\cdot10^{-7}$	$27{,}81\cdot10^{-7}$
A_β	$1{,}9\cdot10^{-5}$	$1{,}9\cdot10^{-5}$	$1{,}9\cdot10^{-5}$	$1{,}9\cdot10^{-5}$	$1{,}9\cdot10^{-5}$

Tabela 1 ne permite să etalonăm galvanometrul pentru măsurarea inducției B_β.

La pag. 329 cînd s-a determinat constanta A_β a trebuit să se țină seama și de tensiunea de zero.

S-a obținut $A_\beta = 1{,}96\cdot10^{-5}$.

Pentru cel mai mic curent al galvanometrului de $0{,}71\cdot10^{-7}$ A se obține o inducție magnetică de 0,785 Gauss.

Cu un galvanometru care poate măsura curenții electrici și mai mici și cu o rezistență r_g mică se poate ușor măsura inducții magnetici sub 0,5 Gauss.

EXEMPLU DE MĂSURARE DE INDUCȚII MAGNETICE MICI

In fig. 3 se prezintă un circuit magnetic neomogen.

Se dau amperspirele

$(iw)_f = 29{,}7$ As

$(iw)_{\delta_1} = (iw)_{\delta_2} = 63{,}7$ As

$w_f = 390$ spire

$w_{\delta_1} = w_{\delta_2} = 400$ spire

Se consideră mai întîi amperspirele $(iw)_f$ și $(iw)_{\delta_1}$.

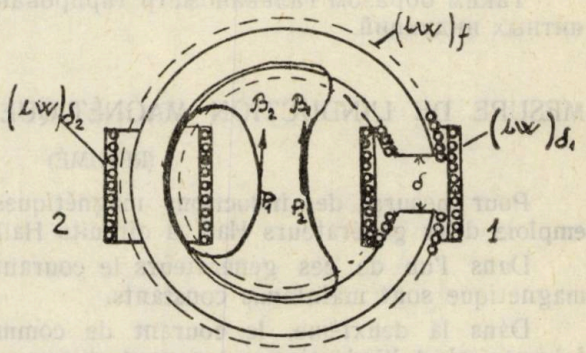


Fig. 3. Circuit magnetic neomogen

Se vede din tabela 2 că în P_2 inducţia magnetică e foarte mică.

Tabela 2

$(iw)_f$	$(iw)_{\delta_1}$	$(iw)_{\delta_2}$	B_1^G	B_2^G
29,7	63,7		4,960	0,292
29,7		63,7	2,920	4,680

Se consideră apoi amperspirele $(iw)_f$ şi $(iw)_{\delta_2}$.

Se vede din tabelă cum B_2 a crescut foarte mult.

Inducţia magnetică de dispersie creşte mult.

De aici se trage concluzia că amperspirele $(iw)_\delta$ se aşază acolo unde căderea magnetică $H_\delta \cdot \delta$ e mai mare. Amperspirele $(iw)_f$ corespund aproximativ căderii magnetice în miezul de fier.

ИЗМЕРЕНИЕ МАГНИТНОЙ ИНДУКЦИИ В ДЕСЯТЫХ ДОЛЯХ ГАУССА

(РЕЗЮМЕ)

Для измерения десятых долей Гаусса магнитной индукции используются два генератора Холла с последовательными цепями Холла. В одном генераторе управляющий ток и магнитная индукция поддерживаются постоянными. Во втором — управляющий ток постоянен а магнитная индукция является измеряемым параметром.

Метод измерения дает возможность только электродвижущему напряжению второго генератора быть пропорциональным электрическому току проходящему через гальванометар.

Остальные напряжения : первого генератора Холла, нулевые напряжения и прочие, не вляют на ток проходящий через гальваниметр.

Таким образом гальванометр тарирован для измерения малых магнитных индукций.

MESURE DE L'INDUCTION MAGNÉTIQUE DE DIXIÈMES DE GAUSS

(RÉSUMÉ)

Pour mesurer des inductions magnétiques de dixièmes de Gauss, on emploie deux générateurs Hall, à circuits Hall en série.

Dans l'un de ces générateurs le courant de commande et l'induction magnétique sont maintenus constants.

Dans la deuxième, le courant de commande est constant mais, en échange, c'est l'induction qu'on veut mesurer.

La méthode de mesure permet que, seulement la tension électromotrice du deuxième générateur Hall devienne proportionnelle au courant électrique qui passe par un galvanomètre.

De cette façon, le galvanomètre est étalonné pour mesurer les petites inductions magnétiques.

BIBLIOGRAFIE

1. Heinrich Wohlmuth, Magnetfeldmessgerat mit Hallgenerator, Siemens Zeitschrift H.4, 1958.
2. M. I. O. Strutt u. S. F. Sun, Leistungsmessung und Leistungsregulierung, A. f. E. XLII Bd. Heft 3 1956.
3. Hans Hieronymus und Herbert Weiss, Über die Messung kleinster magnetischer Felder mitt Hallgeneratoren, Siemens Zeitschrift H. 8, 1957.
4. Plautius Andronescu, Determinarea unei grosimi de cîtiva microni cu ajutorul generatorului Hall. Buletinul Științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, Tom 6 fasc. 2 1961.

ASUPRA CUPLAJELOR TRANSFORMATORICE TRANSMIȚĂTOARE DE IMPULSURI

DE

B. OPRENDECK și W. LÖWENFELD

Comunicare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 30–31 ianuarie 1961

1. INTRODUCERE

In cadrul schemelor electronice se folosesc de multe ori cuplaje transformatorice pentru transmiterea de impulsuri. Funcțiunile cuplajului transformatorice pot fi îndeplinite și de tuburi electronice a căror folosire se impune la frecvențe mari ($f > 1$ MHz). Față de montaje electronice, cuplajul transformatoric prezintă o serie de avantaje; are stabilitate mare, nu are uzură, are un consum neglijabil de putere, nu are nevoie de o tensiune anodică auxiliară, etc. Pentru ca cuplajul transformatoric să nu deformeze prea mult impulsul — de obicei rectangular — transformatorul trebuie să satisfacă o serie de condiții speciale.

In lucrarea prezentă se determină condițiile pe care trebuie să le îndeplinească parametrii schemei cuplajului transformatoric și se determină criterii de dimensionare a schemei, verificîndu-se experimental deducțiile teoretice.

2. PUNEREA PROBLEMEI

Frontul abrupt și durata foarte scurtă a semnalului e echivalent unui regim cu frecvență extrem de ridicată. Datorită acestui fapt curenții turbionari și capacitățile parazite repartizate au un rol hotărîtor în desfășurarea fenomenelor.

Problema curenților turbionari e strîns legată de materialul miezului transformatorului, căruia i se cere permeabilitate mare și curenți turbionari neglijabili. In cazul solicitărilor cu impulsuri unidirectionale, permeabilitatea utilă nu este cea maximă, ci mai mică, corespunzînd unei variații a tensiunii între B_{rem} și B. Rezistivitatea mică a aliajelor cu μ mare și imposibilitatea tehnologică de a obține tole mai subțiri de 0,05 mm face ca curenții turbionari să fie apreciabili și să reducă sensibil permeabilitatea μ prin cuplajul lor direct și prin efectul de saturație la suprafața tolei. Valoarea permeabilității magnetice μ în regim de impuls — denumit $\mu_{incremental}$ (de impuls — notat cu μ_Δ) este deci o mărime care depinde atît de material cît și de parametrii solicitării, ca durata impulsului, valoarea impulsului, etc. (de ex. pentru Hipersil $\mu_{r\,max} = 12\,000$ și Permaloy $\mu_{r\,max} = 80\,000$ valorile sînt garantate numai pentru $t_i > 400$ μ sec). Un material modern foarte adecvat scopului este reprezentat de feritele cu μ mare. Ele au $\mu_{r\,max} = 1000 - 2000$ și rezistivitate așa de mare încît curenții turbionari sînt practic neglijabili. La aceste ferite $\mu_\Delta = \mu_{max}$ și prin urmare poate fi chiar mai mare decît μ_Δ a aliajelor cu permabilitate mare. Absența practică a curenților turbionari permite transmiterea de semnale foarte scurte cu frecvente de repartitie foarte mari de ordinul megaherților. Fenomenul de saturație apărînd la ferite deja la $B \approx 0{,}1$ T [4] impune verificarea lui B_{max} în cadrul impulsului.

Regimul de funcţionare al cuplajului impune reducerea curenţilor turbionari la minim posibil prin alegerea adecvată a materialului miezului magnetic. Existenţa şi influenţa curenţilor turbionari poate fi neglijată, dacă prima lor constantă de timp τ_{t_1} este mică faţă de durata t_l a impulsului, deci:

$$\tau_{t1} < \frac{1}{3} t_l \tag{1}$$

unde τ_{t_1} rezultă conform relaţiei (60). In cadrul lucrării se presupune că se discută problema unui cuplaj transformatoric bine dimensionat şi deci la care problema curenţilor turbionari e rezolvată prin alegerea unui material magnetic adecvat.

In ceea ce priveşte problema capacităţilor repartizate, practica arată că e permisă concentrarea lor într-o singură capacitate de intrare. In primă aproximaţie C poate fi echivalată cu capacitatea înfăşurării izolate faţă de masă. Un calcul mai exact [1], [4] se poate face determinînd o capacitate echivalentă pe baza energiei înmagazinate.

Ordinul de mărime a elementelor cuplajului este de obicei cuprins [4] între limitele:

$$t_l = (0{,}1 \div 20)\ \mu\text{ sec}$$

$$L = (0{,}1 \div 100)\ \text{mH}$$

$$C = (1 \div 100)\ \text{pF}.$$

3. DETERMINAREA SCHEMELOR ECHIVALENTE

Transformatorul de cuplaj este echivalent cu o infinitate de circuite oscilante repartizate, cuplate prin capacităţi parazite şi inductivităţi mutuale conform (fig. 1).

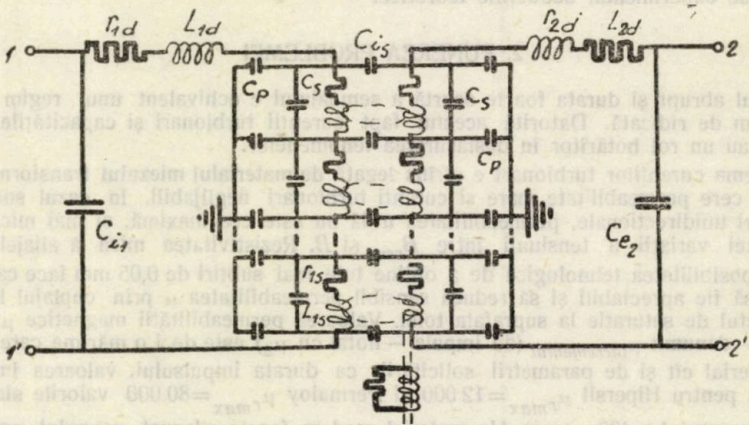


Fig. 1. Schema echivalentă a transformatorului de cuplaj

Pentru a uşura studierea unui astfel de circuit se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

— se concentrează toate capacităţile parazite într-o capacitate de intrare;

— se concentrează inductivitățile într-o inductivitate de dispersie și într-o inductivitate mutuală;

— se folosește pentru miez un material cu curenți turbionari neglijabili deci un regim caracterizat prin $\tau_{t_1} \leqslant \frac{t_i}{3}$. Pe baza acestor ipoteze schema echivalentă se simplifică rezultînd conform (fig. 2).

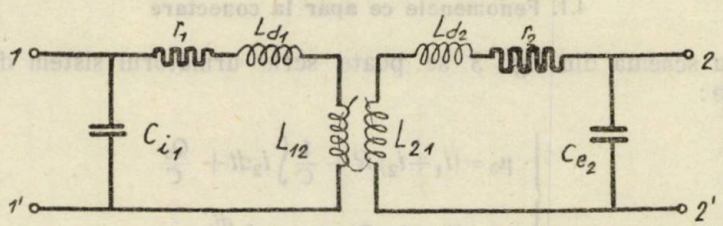


Fig. 2. Schema echivalentă simplificată a transformatorului de cuplaj

De obicei alimentarea transformatorului de cuplaj se face peste un tub electronic cu o rezistență dinamică R_d relativ mare față de rezistențele schemei, aplicîndu-se în primar tensiunea anodică. Ținînd cont că tensiunile din secundar sînt mici (tensiuni de comandă pentru grilele etajelor următoare) cuplajul se execută în mod obișnuit coborîtor de tensiune (raport de transformare $k = {}^1/_2 \div {}^1/_4$). In acest caz capacitatea parazită a secundarului redusă la primar rezultă de k^3 ori mai mică decît cea din primar și este deci practic neglijabilă. Avînd în vedere că secundarul lucrează de obicei direct pe grila tubului, și deci practic în gol, se poate considera pentru calcul schema din fig. 3.

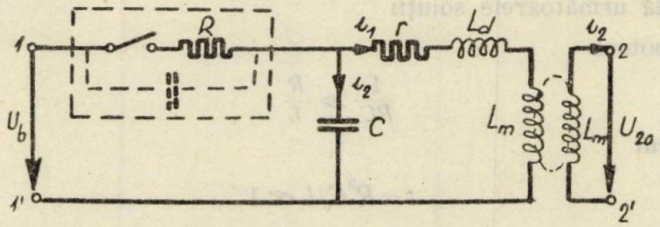


Fig. 3. Schema echivalentă a transformatorului de cuplaj (baza de calcul)

De capacitatea grilă-anod (reprezentată punctat pe schemă) nu s-a ținut cont în mod separat, ea fiind înglobată în capacitatea de intrare C.

Simplificarea schemei s-a făcut în vederea scoaterii în evidență a parametrilor cu influență maximă, precum și pentru a determina criterii de dimensionare. Simplificările adoptate au fost motivate prin buna coincidență a deducțiilor teoretice cu cele experimentale.

4. DISCUŢIA SCHEMEI ECHIVALENTE A CUPLAJULUI TRANSFORMATORIC

Impulsul de tensiune aplicat în primar are o formă rectangulară cu durata t_l în timp şi de înălţimea μ_b. In vederea simplificării calculelor urmărim separat fenomenele care apar la punerea, respectiv scoaterea transformatorului de sub tensiune, pe partea primară.

4.1. Fenomenele ce apar la conectare

Pentru schema din fig. 3 se poate scrie următorul sistem de ecuaţii diferenţiale:

$$\begin{cases} \mu_b = (i_1+i_2)R + \frac{1}{C}\int i_2 dt + \frac{Q_0}{C} & (2) \\ \mu_b = (i_1+i_2)R + i_1 r_1 + L\frac{di_1}{dt} & (3) \end{cases}$$

unde

$$L = L_d + L_m . \tag{4}$$

Condiţiile iniţiale şi de limită rezultînd:

$$t=0 \begin{cases} i_1 = 0 \\ \frac{Q}{C} = 0 \end{cases} \tag{5}$$

$$t=\infty \begin{cases} i_1 = \frac{\mu_b}{R+r} \\ \frac{Q}{C} = \mu_b \frac{r}{R+r} \\ i_2 = 0 \end{cases} \tag{6}$$

Rezolvînd sistemul de ecuaţii şi considerînd condiţiile iniţiale şi de limită rezultă următoarele soluţii

a) în ipoteza

$$\frac{1}{RC} \gg \frac{R}{L} \tag{7}$$

sau echivalent

$$\varepsilon = R^2 C/L \ll 1 \tag{8}$$

rezultă variaţia aperiodică

$$i_1 = \frac{\mu_b}{R+r}\left[1 - e^{-\frac{R}{L}t}\left(1+\varepsilon-\varepsilon e^{-\frac{1}{RC}t}\right)\right] \tag{9}$$

$$\mu_{20} = -\frac{L_m}{L}\mu_b e^{-\frac{R}{L}t}\left(1-e^{-\frac{1}{RC}t}\right) \tag{10}$$

b) în ipoteza

$$R^2 C/L \gg 1 \tag{11}$$

sau echivalent

$$\Delta \ll \omega \quad \text{unde} \quad \Delta \cong \frac{1}{2rC} \tag{12}$$

$$\omega \cong \omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}} \tag{13}$$

rezultă variația oscilantă

$$i_1 = \frac{\mu_b}{R+r}\left[1 - \frac{\omega_0}{\omega}\cos(\omega t - \varphi)\, e^{-\Delta t}\right] \approx \frac{\mu_b}{R+r}\left[1 - e^{-\Delta t}\cos \omega t\right] \tag{14}$$

$$\mu_{20} = -\frac{L_m}{L}\,\frac{2\Delta}{\omega}\,\mu_b e^{-\Delta t}\sin \omega t. \tag{15}$$

4.2. Fenomenele ce apar la deconectare

Pe baza schemei din fig. 3 se poate scrie pentru cazul deconectării ecuația diferențială:

$$r i_1 + L\frac{di_1}{dt} + \frac{1}{C}\int i_1 dt + \frac{Q_0}{C} = 0. \tag{16}$$

Condițiile inițiale și de limită fiind:

$$t = 0 \qquad t = \infty \tag{17}$$

$$i_1 = i_l \qquad i_l = 0$$

$$\frac{Q}{C} = -\mu_c \qquad \frac{Q}{C} = 0. \tag{18}$$

Rezolvînd ecuația diferențială și ținînd cont de condițiile inițiale și de limită în ipoteza

$$1/rC \ll r/L \tag{19}$$

echivalent cu

$$\varepsilon = L/r^2C \ll 1 \tag{20}$$

rezultă variația aperiodică

$$i_1 = e^{-\frac{t}{rC}}\left\{ i_l\left[-\varepsilon + (1+\varepsilon)\, e^{-\frac{r}{L}t}\right] + \frac{\mu_C}{r}\left(1 - e^{\frac{r}{L}t}\right)\right\} \tag{21}$$

$$\mu_{20} = \frac{L_m}{L}\, e^{-\frac{t}{rC}}\left\{ r i_l\left[\varepsilon^2 - (1+\varepsilon^2)\, e^{-\frac{r}{L}t}\right] + \mu_C\left[-\varepsilon + (1+\varepsilon)\, e^{-\frac{r}{L}t}\right]\right\} \tag{22}$$

iar în ipoteza

$$r^2C/L \ll 1 \tag{23}$$

echivalent cu

$$\Delta \ll \omega \quad \text{unde} \quad \Delta = r/2L \tag{24}$$

$$\omega \cong \omega_0 = \sqrt{\frac{1}{LC}} \tag{25}$$

rezultă variaţia oscilantă:

$$i_1 = \sqrt{i_i^2 + \mu_C^2 \frac{L}{C}} \cdot e^{-\Delta t} \cos(\omega t - \psi) \tag{26}$$

$$\mu_{20} = -\frac{L_m}{L} e^{-\Delta t} \sqrt{i_i^2 \frac{L}{C} + \mu_C^2} \sin(\omega t - \psi) \tag{27}$$

unde

$$\operatorname{tg} \psi \cong \frac{\mu_G}{i_i} \sqrt{\frac{C}{L}} \approx \varepsilon_1 . \tag{28}$$

4.3. Discuţia rezultatelor

Pentru a reduce la minimum deformarea impulsului este necesar ca la conectare, frontul tensiunii induse să fie cît mai abrupt, iar apoi micşorarea valorii tensiunii care reprezintă semnalul să fie cît mai mică. Aceste condiţii impun (conform rel. 7—15) ca RC şi R/L să fie cît mai mic, sau echivalent pentru ambele condiţii R^2C/L cît mai mic. Deci se impune ca fenomenul să fie cît mai aperiodic ($R^2C/L \ll 1$).

La deconectare se cere ca stingerea semnalului în secundar să fie cît mai rapidă, iar vîrful de tensiune inversă să fie cît mai mic posibil. Această situaţie are loc numai cînd regimul este aperiodic ($r^2C/L \gg 1$) deoarece în cazul regimului oscilant se pot obţine vîrfuri ale tensiunii inverse foarte mari, uneori chiar mai mari decît cea corespunzătoare semnalului util. Cu cît fenomenul este mai aperiodic cu atît se reduce vîrful de tensiune inversă, însă cu atît se lungeşte şi durata de amortizare a fenomenului.

Ţinînd cont că rezistenţa r a transformatorului de cuplaj este de obicei cu mult mai mică decît rezistenţa dinamică a tubului electronic, adică $r \ll R$ rezultă că condiţia de variaţie aperiodică la conectare ($R^2C/L \ll 1$) atrage după sine şi respectarea condiţiei ($r^2C/L \ll 1$) adică a condiţiei fenomenului oscilant la deconectare şi invers. Rezultă deci că cuplajul transformatoric simplu nu este indicat pentru transmiterea de impulsuri.

Deoarece analizarea schemei s-a făcut pe baza unei serii de ipoteze simplificatoare se impune verificarea experimentală a concluziilor. In fig. 4 este oscilografiat sus impulsul de comandă, iar jos tensiunea indusă în secundarul transformatorului de cuplaj pentru cazul $R^2C/L \ll 1$. Se observă că alura aperiodică la conectare este corespunzătoare, însă deconectarea oscilantă face imposibilă folosirea cuplajului. In fig. 5 este oscilografiat cazul cu $r^2C/L \gg 1$ (deci şi $R^2C/L \gg 1$) cînd deconectarea produce o variaţie aperiodică, însă cuplajul e nefolosibil din cauza alurii oscilante cu deformări puternice ale tensiunii induse la conectare.

Experienţa confirmă deci justeţea concluziilor şi valabilitatea tehnică a ipotezelor simplificatoare.

Deoarece cuplajul transformatoric simplu nu este indicat pentru transmiterea de impulsuri fără deformații, urmează ca schema cuplajului să

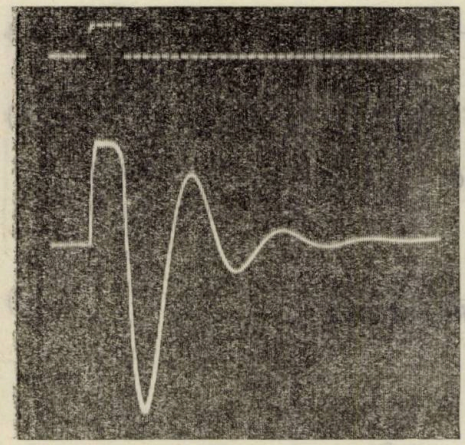


Fig. 4. Oscilograma tensiunii induse în cazul cuplajului cu $\frac{R^2C}{L} \ll 1$ (modulația în timp a impulsului primar este 0,5 μ sec).

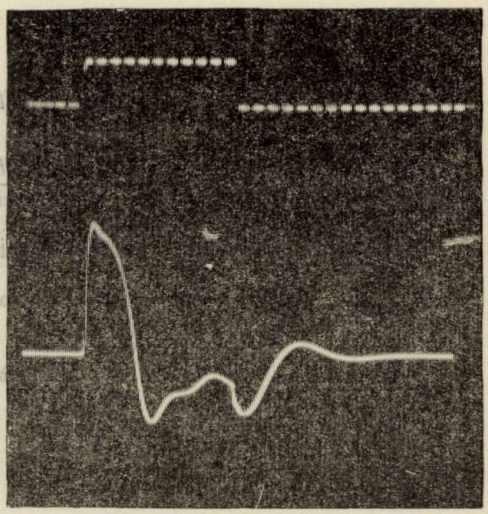


Fig. 5. Oscilograma tensiunii induse în cazul cuplajului cu $\frac{r^2C}{L} \gg 1$ (modulația în timp a impulsului primar este de 0,5 μ sec. iar scara tensiunii este mult mărită față de fig. 4).

fie completată cu alte elemente, care să determine o variație aperiodică a tensiunii induse atît la conectare, cît și la deconectare. Aceste cerințe pot fi satisfăcute prin legarea unei rezistențe, sau a unei diode în paralel cu primarul transformatorului de cuplaj.

5. DISCUȚIA SCHEMEI CU O REZISTENȚĂ ÎN PARALEL CU PRIMARUL TRANSFORMATORULUI DE CUPLAJ

Completînd schema echivalentă a cuplajului transformatoric simplu cu o rezistență R_p în paralel cu primarul transformatorului de cuplaj, rezultă schema din fig. 6.

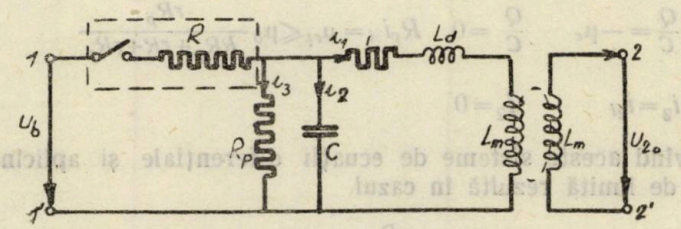


Fig. 6. Schema cu o rezistență în paralel a transformatorului de cuplaj.

Pentru cazul conectării se pot scrie următorul sistem de ecuaţii diferenţiale:

$$\mu_b=(i_1+i_2+i_3)R+i_3R_p \tag{29}$$

$$\mu_b=(i_1+i_2+i_3)R+1/C\int i_2dt+\frac{Q_0}{C} \tag{30}$$

$$\mu_b=(i_1+i_2+i_3)R+i_1r+L\frac{di_1}{at} \quad \text{unde} \quad L=L_d+L_m. \tag{31}$$

Condiţiile iniţiale şi de limită fiind:

$$\begin{array}{ll} t=0 & t=\infty \\ i_1=0 & i_1=\mu_b\dfrac{R_p}{RR_p+Rr+R_pr} \\ \dfrac{Q}{C}=0 & i_2=0 \end{array} \tag{32}$$

$$\frac{Q}{C}=\mu_b\frac{r\cdot R_p}{RR_p+Rr+R_pr}. \tag{33}$$

Pentru cazul decontării fenomenele sînt descrise de ecuaţiile diferenţiale:

$$r(i_2+i_3)+L\frac{d}{at}(i_2+i_3)+1/C\int i_2dt+Q_0/C=0 \tag{34}$$

$$\frac{1}{C}\int i_2dt+Q_0/C-R_pi_3=0 \tag{35}$$

Condiţiile iniţiale şi de limită fiind:

$$t=0 \qquad t=\infty \tag{36}$$

$$i_3=-i_{31} \qquad i_3=0 \quad \text{unde} \quad i_{3i}\leqslant\frac{\mu_b\cdot r}{RR_p+rR+rR_p} \tag{37}$$

$$\frac{Q}{C}=-\mu_c \qquad \frac{Q}{C}=0 \qquad R_pi_{3i}=\mu_{ci}\leqslant\mu_b\frac{rR_p}{RR_p+rR+rR_p} \tag{38}$$

$$i_2=i_{2i} \qquad i_2=0 \tag{39}$$

Rezolvînd aceste sisteme de ecuaţii diferenţiale şi aplicînd condiţiile iniţiale şi de limită rezultă în cazul

$$\frac{R_e}{L}\ll\frac{1}{R_eC} \tag{40}$$

sau echivalent

$$\varepsilon = \frac{R_e^2 C}{L} \gg 1 \quad \text{unde} \quad R_e = \frac{RR_p}{R+R_p} \tag{42}$$

pentru conectare

$$\mu_{20} = -\frac{L_m}{L} \cdot \frac{R}{R_p+R} \mu_b e^{-\frac{R_e}{L}t} \left(1 - e^{-\frac{1}{R_e C}t}\right) \tag{43}$$

iar pentru deconectare

$$\mu_{20} = -\frac{L_m}{L} e^{-\frac{R_p}{L}t} \left\{-i_l R_p \left[1 + \frac{r}{R_p} - e^{-\frac{1}{R_p C}t}\right] + \mu_{c_l} \left[-\varepsilon + \varepsilon e^{-\frac{1}{R_p C}t}\right]\right\} = \tag{44}$$

$$= \frac{L_m}{L} e^{-\frac{R_p}{L}t} (\mu_{c_l} - i_l R_p). \tag{45}$$

Legarea rezistenței în paralel cu primarul transformatorului permite ca variația tensiunii induse să fie aperiodică atît la conectare cît și la deconectare, ușurînd de asemenea îndeplinirea condiției de aperiodicitate (41 și 42).

La conectare R_p face ca panta frontului impulsului să fie de $\frac{R_p}{R+R_p}$ ori mai abruptă decît în cazul fără R_p. De asemenea micșorarea semnalului este de $\frac{R_p}{R+R_p}$ mai mică, însă se micșorează și amplitudinea semnalului util de $\frac{R_p}{R+R_p}$ ori. La deconectare vîrful de tensiune inversă este mult micșorat, avînd valoarea maximă de $\mu_{20} = -(i_1 R_p - \mu_{c_l})$. Reducerea vîrfului se poate face prin micșorarea lui R_p însă concomitent crește și timpul de amortizare.

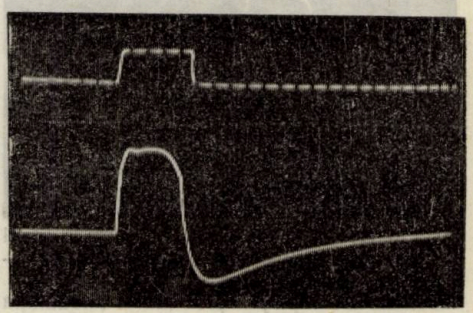


Fig. 7. Oscilograma tensiunii induse pentru un cuplaj cu o rezistență în paralel cu transformatorul de cuplaj $\left(\frac{R_p^3}{L} \ll 1\right)$ — (modulația în timp a impulsului primar este 0,5 μ sec).

Pentru verificarea concluziilor deduse teoretic în fig. 7 se prezintă oscilograma tensiunii induse în semnalul transformatorului de cuplaj. Cuplajul se comportă bine deformația fiind mică, iar alura rezultă aperiodică atît la conectare cît și la deconectare.

In cazul cînd se urmărește un vîrf de tensiune inversă cît mai mic, montajul poate fi îmbunătățit prin legarea unei diode (semiconductoare) în paralel cu transformatorul de cuplaj.

6. DISCUȚIA SCHEMEI CU O DIODĂ ÎN PARALEL CU PRIMARUL TRANSFORMATORULUI DE CUPLAJ

Completînd schema echivalentă a cuplajului transformatoric simplu cu o diodă în paralel cu primarul transformatorului de cuplaj, rezultă schema din fig. 8. In acest caz la conectare, dioda fiind blocată revenim la cazul

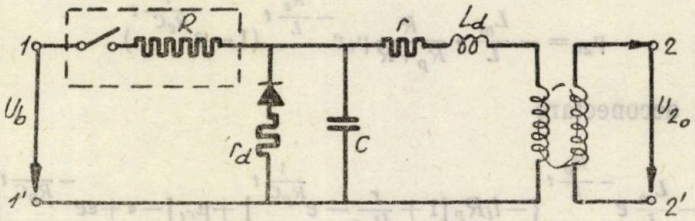


Fig. 8. Schema de cuplaj transformatoric cu diodă în paralel cu transformatorul

cuplajului transformatoric simplu, condiția de aperiodicitate fiind $R^2C/L \ll 1$. In cazul deconectării, dioda intervine cu rezistența ei r_d relativ mică, condiția de aperiodicitate fiind asigurată, deoarece dacă $R^2C/L \ll 1$ atunci și $r_d^2C/L \ll 1$ dat fiind $r_d \ll R$.

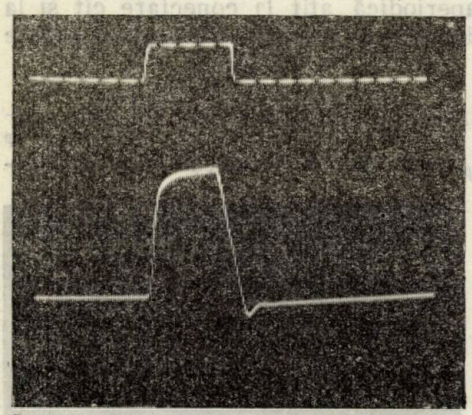


Fig. 9. Oscilograma tensiunii induse în cazul cuplajului cu dioda în paralel cu transformatorul de cuplaj $\frac{R^2C}{L} \ll 1$ — (modulația în timp a impulsului este de 0,5 μ sec).

Semnalul util va avea deci valoarea maximă, iar vîrful de tensiune inversă la decontare este redus la minimum.

Reducerea tensiunii inverse este însă însoțită în mod necesar de lungirea duratei fenomenului tranzitoriu. In fig. 9 s-a oscilografiat tensiunea indusă în secundarul transformatorului de cuplaj pentru cazul montajului cu diodă. Experiența confirmă deducțiile teoretice; semnalul util are valoarea maximală, iar vîrful de tensiune inversă este redus la un minim, lungindu-se însă mult durata fenomenului tranzitoriu.

7. CRITERII DE DIMENSIONARE ALE ELEMENTELOR SCHEMEI DE CUPLAJ TRANSFORMATORIC

Notații folosite:

t_i — durata impulsului
R — rezistența dinamică a tubului electronic
C — capacitatea de intrare a transformatorului de cuplaj
L — inductivitatea totală a primarului transformatorului de cuplaj

f — frecvența de repetiție a impulsului
T — perioada de repetiție a impulsului
R_p — rezistența în paralel cu primarul transformatorului de cuplaj
r_d — rezistența directă a diodei
k_u — coeficientul de umplere al impulsului
μ_Δ — permeabilitatea incrementală
$\mu_{r\Delta}$ — permeabilitatea incrementală relativă
w_1 — numărul de spire în primarul transformatorului de cuplaj
w_2 — numărul de spire în secundarul transformatorului de cuplaj
l_m — lungimea medie a circuitului magnetic
l_{sp} — lungimea medie a spirei
s — secțiunea circuitului feromagnetic
$R_e = \frac{RR_p}{R+R_p}$ — rezistența echivalentă.

Criteriile de dimensionare ale elementelor schemei de cuplaj transformatoric rezultă din condițiile care se stabilesc între durata impulsului t_i, între frecvența de repartiție f față de durata proceselor tranzitorii, cît și din condiția de variație aperiodică a fenomenelor. Pentru cazul cu rezistență în paralel cu primarul transformatorului de cuplaj rezultă (43) că durata impulsului trebuie să fie mai mare ca timpul de încărcare a capacității, deci:

$$t_i \geqslant 3R_eC. \tag{46}$$

Se impune de asemenea ca pe durata impulsului înălțimea semnalului să cadă cu cel mult 25%, deci

$$t_i \leqslant 0{,}3\frac{L}{R_e}. \tag{47}$$

Pe de altă parte perioada de repetiție a impulsurilor trebuie să fie mai mare ca durata de amortizare a fenomenului după deconectare:

$$\frac{1}{f} = T > 3\frac{L}{R_p}. \tag{48}$$

Iar condiția de alura aperiodică este de:

$$\frac{R_e^2C}{L} \ll 1, \tag{49}$$

Ținînd cont că

$$L \approx \mu_\Delta w_1^2 \frac{S}{l_m} \tag{50}$$

$$C \approx k_c l_{sp} w \quad \text{unde} \quad k_c \approx 10^{-11}\,\text{F/m}. \tag{51}$$

Rezultă criteriile de dimensionare:

$$w_1 \leqslant 10^{11}\frac{k_u}{l_{sp}} \cdot \frac{1}{RF} \tag{52}$$

$$w_2 \approx (0{,}3 \sim 0{,}5)\, w_1 \tag{53}$$

$$S \geqslant \frac{10^{-16}}{k_u \mu_{r\Delta}} (R^3 l_{sp}^3 f) \tag{54}$$

$$k_u \leqslant 0{,}2 \quad \text{unde} \quad k_u = \frac{t_l}{T} = t_l f. \tag{55}$$

Pentru cazul cînd pentru reducerea la minimum a vîrfului tensiunii inverse se folosește montajul cu diodă, rezultă

$$\begin{cases} k_u \leqslant 10^{-1} \cdot k_d \quad \text{unde} \quad k_d = r_d/R & (56) \\ L = 0{,}3 k_u \cdot R/f & (57) \\ C \leqslant 0{,}3 k_u \cdot l/Rf. & (58) \end{cases}$$

Funcționarea bună pune condiții mai grele de îndeplinit decît în cazul precedent. Schema se pretează la frecvențe nu prea ridicate.

Din relația (54) se poate deduce frecvența maximă la care poate lucra un cuplaj transformatoric dat:

$$f_{max} \leqslant 10^{16} \frac{k_u \mu_{r\Delta} S}{R^3 l_{sp}^3}. \tag{59}$$

Presupunînd valori optime și maximale pentru parametri rezultă frecvența maximă la care poate fi folosit un cuplaj transformatoric pentru transmiterea de impulsuri. Astfel luînd $\mu_{r\Delta} = 10^4$, $S = 10^{-4}\text{m}^2$, $l_{sp} = 2 \cdot 10^{-2}\text{m}$, $R = 2 \cdot 10^4$ ohmi, $k_u = 10^{-1}$ rezultă $f_{max} \leqslant 1$ MHz. Se poate aprecia deci că frecvența maximă de repetiție a impulsurilor ce se pot transmite prin cuplaje transformatorice, este de ordinul megaherților.

Formula (59) arată că este posibilă folosirea tolelor silicioase obișnuite. Perioada de repetiție a impulsurilor rezultă din (59) și din condiția ca prima constantă de timp a curenților turbionari să fie mică față de durata impulsului, adică

$$\tau_{t_1} \leqslant \frac{t_l}{3} \quad \text{unde după [1]} \quad \tau_{t_1} = \frac{\mu_0 \delta_F^2}{\pi^2 \rho_F}. \tag{60}$$

Adoptînd o tolă cu valori optime de $\delta_f = 10^{-4}$ m, $\rho_f = 0{,}15 \cdot 10^{-6}\,\Omega$ m și presupunînd $\mu_{r\Delta} = 500$ rezultă la $k_u = 0{,}1$:

$$\tau_{t_1} = 4 \cdot 10^{-6}\,\text{sec}$$

și deci conform (59) (60)

$$f \leqslant 2 \cdot 10^4\,\text{Hz}$$

$$f \leqslant 3 \cdot 10^4\,\text{Hz}.$$

Curenții turbionari vor impune drept limită maximă pentru folosirea tolelor silicioase frecvența cu ordinul de mărime în jurul zecilor de kHz.

Pentru verificarea deducțiilor s-a oscilografiat tensiunea indusă într-un transformator de cuplaj cu miez din tole ferosilicoase obișnuite (fig. 10). Deformarea impulsului este mai mare decît în cazul unui miez cu ferite; curenții turbionari fac panta frontului mai mică. Din oscilogramă rezultă că cuplajul ar avea drept limită superioară $t_i \geqslant 0{,}2\ \mu$ sec și $f \leqslant 10^5$ — confirmînd astfel deducțiile teoretice.

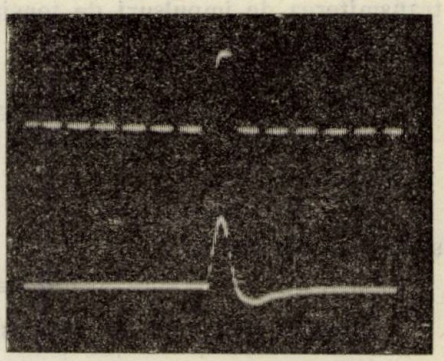


Fig. 10. Oscilograma unui impuls transmis cu un cuplaj transformatoric cu miez din tole de fier-siliciu obișnuit (modulația în timp a impulsului este de 0,5 μ sec).

8. CONCLUZII

Analizînd condițiile de funcționare ale schemelor de cuplaj transformatoric se ajunge la concluzia că singurul regim de funcționare care corespunde transmiterii de impulsuri este cel aperiodic. Cuplajul transformatoric simplu nu corespunde acestor cerințe, trebuind să fie completat cu o rezistență sau cu o diodă în paralel cu primarul transformatorului, obținîndu-se în acest caz reducerea la minimum a vîrfului tensiunii inverse.

Pentru transmiterea de impulsuri în bune condiții, fără deformări, frecvența maximă de repartiție la care pot fi folosite cuplaje transformatorice rezultă că este de ordinul 1 MHz, folosindu-se însă materiale cu μ_Δ incremental mare. In jurul frecvenței de 10 kHz este posibilă și folosirea de tole silicioase obișnuite. Folosirea lor se impune din motive economice mai ales acolo unde este nevoie de un număr foarte mare de transformatoare și unde nu se pun condiții speciale de gabarit sau de deformări minime ale impulsului.

Criteriile de dimensionare a elementelor schemei s-au dedus din condițiile ca panta semnalului să fie cît mai mare, tensiunea inversă cît mai mică și timpul de amortizare cît mai mic față de perioada de repetiție a impulsurilor.

Conform celor deduse s-au executat și încercat cuplaje transformatorice care au demonstrat o bună concordanță între deducțiile teoretice și rezultatele experimentale, motivînd rostul și justificînd valabilitatea ipotezelor simplificatoare folosite.

De asemenea conform criteriilor de dimensionare s-au proiectat și executat peste 300 de cuplaje transformatorice necesare mașinii electronice de calcul MECIPT-1 de la Inst. Politehnic Timișoara, Facultatea de Electrotehnică. Drept materiale pentru miezuri s-au folosit și au dat rezultate bune feritele elaborate în cadrul I.C.E.T. Transformatoarele au demonstrat o corespondență bună între datele de calcul și cele experimentale, dînd satisfacție în funcționare.

9. EXEMPLE DE CALCUL ŞI VERIFICĂRI EXPERIMENTALE

9.1. Se pune problema dimensionării unui cuplaj transformatoric pentru transmiterea de impulsuri de tensiune.

Date iniţiale

$f=20$ kHz

$R=50$ kΩ — rezistenţa dinamică a unei pentode

$\mu_{r\Delta}=2000$ — corespunzător unui miez de ferită

$k_u=4\cdot10^{-2}$

$l_{sp}=2\cdot10^{-2}$ m

şi deci $t_i=2\mu$ sec iar

$$R_p\cong R\cong 50 \text{ k}\Omega.$$

Conform criteriilor de dimensionare (52) (53) (54) rezultă

$$w_1\cong 200 \text{ spire}$$

$$w_2\cong(60\div100) \text{ spire}$$

$$S=25\cdot10^{-6}\text{m}^2.$$

La aceste valori rezultă conform (50), (51)

$$C=40 \text{ pF}$$

$$L=10^{-1}\text{H}.$$

Verificînd condiţia de aperiodicitate primim

$$\frac{R_e^2C}{L}=25\cdot10^{-3}\ll1$$

iar

$$B_{max}=\mu_\Delta\frac{w}{l}i_{max}=0{,}1<B_{sat}=0{,}15 \text{ T}.$$

Oscilografiind alura tensiunii induse în secundarul transformatorului de cuplaj s-a obţinut oscilograma din fig. 11. Din calculul anterior rezultă constanta de timp pentru frontul secundarului de

$$T_{RC}\cong0{,}8\,\mu \text{ sec}$$

iar experimental din oscilogramă

$$T_{RC}=0{,}5\,\mu \text{ sec}.$$

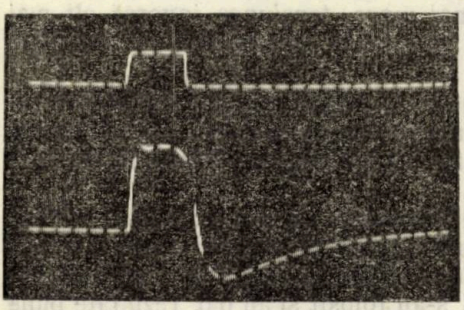


Fig. 11. Oscilograma unui impuls într-un cuplaj transformatoric dimensionat conform exemplului de calcul I (modulaţia în timp a impulsului este de 0,5 μ sec).

Din calcul, timpul complet de amortizare a fenomenului aperiodic de după deconectare a rezultat de

$$3T=15\,\mu \text{ sec}$$

iar experimental din oscilograma

$$3T=10\,\mu \text{ sec}.$$

Corespondenţa este tehnic acceptabilă, criteriile de dimensionare rezultînd acoperitoare.

9.2. Se pune problema determinării parametrilor de funcţionare, datele cuplajului fiind cunoscute şi anume,

$S=10^{-4}\,m^2$ secţiunea miezului
$w_1=10$ spire
$l_{sp}=5\cdot10^{-2}\,m$
$\mu_{\Delta r}=2000$ (miez de ferită)
$R=20\ k\Omega$
$R_p=20\ k\Omega$.

Din relaţia (52) şi (55) rezultă la $k_u=0{,}2$

$$t_l \geqslant 0{,}1\ \mu\ sec$$

iar conform (59)

$$f \leqslant 0{,}4\ MHz.$$

Oscilografiind alura tensiunii induse în secundarul transformatorului de cuplaj conform datelor de mai sus în cazul unui impuls de 0,1 μsec s-a obţinut oscilograma din fig. (12).
Din oscilogramă rezultă că:

a) frontul tensiunii induse este suficient de abrupt (practic nemăsurabil), permiţînd trecerea unui impuls foarte îngust de 0,1 μ sec;

b) durata impulsului inclusiv cea a amortizării fenomenului aperiodic este conform oscilogramei de

$$t \cong 2\ \mu\ sec$$

de unde frecvenţa maximă rezultă de

$$f_{max}=0{,}5\ MHz.$$

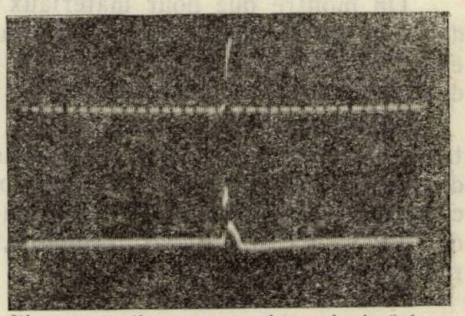


Fig. 12. Oscilograma unui impuls de 0,1 sec într-un cuplaj transformatoric conform exemplului de calcul II (modulaţia în timp a impulsului este de 0,2 μ sec).

Se observă din nou că corespondenţa între calcul şi experiment este corespunzătoare, relaţiile de calcul asigurînd valori acoperitoare.

О СОЕДИНЕНИИ ТРАНСФОРМАТОРОВ ПЕРЕДАТЧИКОВ ИМПУЛЬСОВ

(РЕЗЮМЕ)

В настоящей работе анализируются виды соединения трансформаторов передатчиков импульсов. Решаются дифференциальные уравнения соответственно эквивалентным схемам и выводятся критерии размеренности при условии оптимальной работы.

Указывается, что предельная частота в условиях нормальных материалов и габаритов, при которой можно применять соединения трансформаторов, является около 1 Мгц. Около частот в 10 кгц возможно и экономически оправдано применение обычных железо-кремниевых пластинок.

Даются примеры расчета и опытных проверок. Правильная техническая соответственность критериев размеренности доказывается нормальной работой более 300 трансформаторных соединении электронной вычислительной машины MECJPT-1 принадлежащей Электротехническому Факультету Тимишоарского Политехнического Института, построенной с ферритовыми сердечниками JCET.

SUR LES COUPLAGES TRANSFORMATEURS TRANSMETTEURS D'IMPULSIONS

(RÉSUMÉ)

Dans cet ouvrage on analyse des couplages transformateurs transmetteurs d'impulsions. On résoud les équations différentielles conformément aux schémas équivalents et puis on détermine les conditions de fonctionnement optime d'où on déduit les critères de dimensions.

On montre que pour matériaux et gabarits normaux, la valeur extrème de fréquence à laquelle on peut employer des couplages transformateurs est d'environne 1 MHz. Pour les fréquences d'environ 10 kHz l'emploi des ressorts en fer-silicium commun est motivé du point de vue économique.

On présente des exemples de calcul et des vérifications expérimentales. Il existe une bonne correspondence technique entre les critères de dimensions et la réalité prouvée par le fonctionnement des plus de 300 couplages transformateurs de la machine électronique de calcul MECIPT-1 de l'I.P.T., Faculté Electrotechnique, construite avec noyaux de ferriques réalisés d'ICET.

BIBLIOGRAFIE

1. L. A. Meerovici. L. G. Zelicenko. *Tehnica impulsurilor* – traducere din limba rusă, Editura Tehnică, Bucureşti, 1958.
2. Iţochi I. S., Impulsnaia tehnica „Sovetscoie radio" 1949.
3. Rudolf Richter, *Maşini electrice vol. I* – traducere din limba germană. Editura Tehnică, Bucureşti 1958.
4. Jacob Millman Ph. D., Herbert Taub Ph. D., Pulse and Digital Circuits. Mc. Graw-Hill Book Company InC. New-York 1956.

CONTRIBUȚIUNI LA STUDIUL ȘI CALCULUL AMPLIFICATOARELOR DIFERENȚIALE ALIMENTATE ÎN CURENT ALTERNATIV

DE

E. POP și S. CRIȘAN

Comunicare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 30—31 ianuarie 1961

In amplificatoarele electronice ale unor regulatoare automate se folosește un etaj final diferențial (fig. 1), alimentat în curent alternativ și comandat în curent continuu. Sarcina acestui etaj este releul polarizat R care comandă mecanismul de execuție și care este conectat între anodele celor două tuburi T_1 și T_2. Condensatorul C, legat în paralel pe releu, face ca tensiunea la bornele releului, U_c, să fie continuă, cu toate că alimentarea schemei se face în curent alternativ.

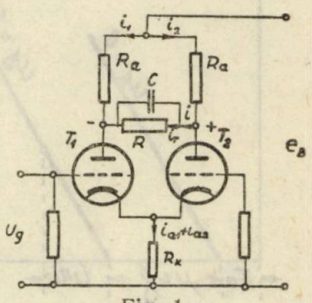


Fig. 1

Se observă că atunci cînd tubul T_1 nu este comandat, schema este simetrică și deci tensiunea U_c este nulă. Cînd T_1 este comandat cu tensiunea u_g cele două tuburi se comportă în mod diferit și ca urmare apare tensiunea U_c cu o anumită polaritate, determinată de aceea a tensiunii de comandă u_g.

In studiul acestei scheme, interesează dependența tensiunii U_c de u_g precum și condițiile în care U_c devine maxim. Aceste probleme, nerezolvate încă in literatură, formează obiectul prezentei lucrări.

Determinarea condițiilor în care U_c devine maxim se poate face simplu interpretînd schemaca o punte. In acest scop comparăm schemele echivalente, pentru calculul variațiilor de curent, a amplificatorului (fig. 2 *a* și 2 *b*) și a punții (fig. 2 *c*). Se observă că tensiunea μu_g din fig. 2 *b* este echivalentă cu tensiunea $i_1 \Delta R_1$ din puntea din fig. 2 *c* și pentru că μu_g este independent de valoarea rezistențelor din schemă, trebuie ca și $i_1 \Delta R_1$ să fie independent de schemă, adică curentul i_1 să nu depindă de rezistențele din punte. De aici rezultă concluzia că amplificatorul diferențial este echivalent cu o punte la care i_1 (curentul prin brațul variabil) este constant și prin urmare putem aplica concluziile de la studiul acestor punți la amplificatorul diferențial. Se știe că sensibilitatea acestor punți, față de curent,

la un R dat este maximă dacă $R_3/R_1=\infty$ (fig. 2 *c*). Practic este suficient ca $R_3/R_1=5-10$, pentru ca sensibilitatea să nu se reducă cu mai mult de $20^0/_0$, faţă de cazul extrem $R_3/R_1=\infty$, [2].

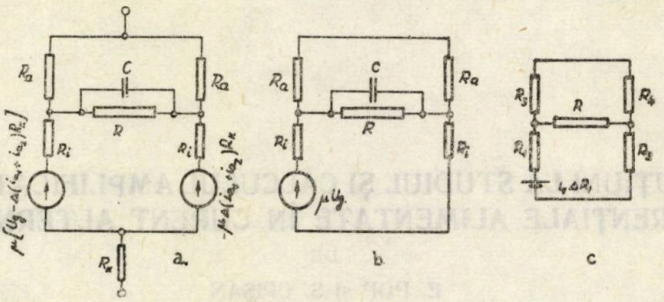


Fig. 2

Pentru alegerea releului R, trebuie să ţinem cont că este un consumator de putere şi prin urmare, rezistenţa lui optimă este dată de condiţia de sensibilitate maximă faţă de putere, [3]

$$R=\frac{2R_3R_1}{R_3+R_1}.$$

Admiţînd pe baza celor de mai sus

$$\frac{R_3}{R_1}=\frac{R_a}{R_i}=5$$

rezultă

$$\frac{R}{R_i}=\frac{R}{R_1}=\frac{10}{6}\simeq 1{,}5.$$

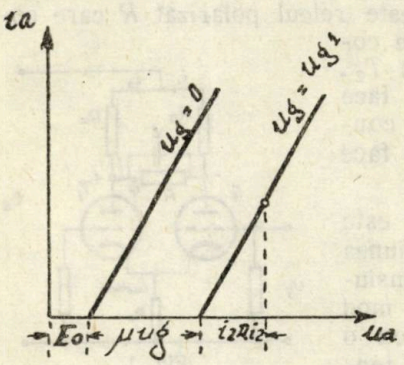


Fig. 3

Calculul curentului i_r prin releu (fig. 1) se face pe baza observaţiei că dată fiind valoarea mare a capacităţii C, el este egal cu valoarea medie a curentului i

$$i_r=\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} id\vartheta \qquad (1)$$

şi deci tensiunea la bornele releului este

$$U_c=i_r\cdot R. \qquad (2)$$

In funcţionarea schemei, care se va analiza folosind metoda obişnuită de liniarizare a caracteristicilor tuburilor (fig. 3), se observă că există 3 intervale distincte:

a) In intervalul cînd tensiunea de alimentare este negativă, dacă putem neglija influenţa tensiunilor U_c şi E_0, nu conduce nici un tub. Admiţînd

pentru tensiune o variație cosinusoidală, intervalul va fi de la $-\pi$ la $-\frac{\pi}{2}$ și de la $\frac{\pi}{2}$ la π. In acest timp condensatorul C se descarcă peste rezistențele anodice și deci curentul i va avea valoarea (notată cu i')

$$i' = -\frac{U_c}{2R_a}. \tag{3}$$

b) După acest interval începe să conducă un tub. Dacă $u_g > 0$ va conduce mai întîi tubul T_1, iar dacă $u_g < 0$ primul va conduce T_2. Rezolvînd sistemele de ecuații corespunzătoare acestor cazuri obținem pentru curentul i expresiile notate cu i'', (anexa A):
pentru $u_g > 0$

$$i'' = \frac{1}{2} \cdot \frac{2e_B - 2E_0 - U_c + 2\mu u_g}{R_a + 2R_i + 2(\mu+1)R_k} - \frac{U_c}{2R_a}. \tag{4}$$

pentru $u_g < 0$

$$i'' = -\frac{1}{2} \cdot \frac{2e_B - 2E_0 + U_c}{R_a + 2R_i + 2(\mu+1)R_k} - \frac{U_c}{2R_a}$$

valabile în intervalele de la $-\frac{\pi}{2}$ la $-\vartheta$ și de la ϑ la $\frac{\pi}{2}$ unde prin 2ϑ notăm intervalul de conducție a ambelor tuburi, simetric față de maximul tensiunii de alimentare.

c) In intervalul de la $-\vartheta$ la $+\vartheta$ conduc ambele tuburi. Expresiile curenților din schemă (fig. 1) sînt (anexa B):

Pentru curentul i:

$$i''' = \mu \frac{u_g}{2R_i} - \frac{U_c}{R_a} \cdot \frac{R_a + R_i}{2R_i}. \tag{5}$$

Pentru curenții prin tuburi:

$$i'''_{a2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2e_B - 2E_0 + \mu u_g}{R_a + R_i + 2(\mu+1)R_k} - \frac{\mu u_g}{2R_i} + \frac{U_c}{2R_i}$$

$$i'''_{a1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2e_B - 2E_0 + \mu u_g}{R_a + R_i + 2(\mu+1)R_k} + \frac{\mu u_g}{2R_i} - \frac{U_c}{2R_i}.$$

Unghiul de deschidere ϑ este dat de relația obținută prin anularea curentului i'''_{a2}, în cazul $u_g > 0$ și a curentului i'''_{a1}, cînd $u_g < 0$. Obținem deci pentru $u_g > 0$

$$\cos\vartheta + \frac{U_c}{2\sqrt{2}E_B}\left[1 + \frac{R_a}{R_i} + 2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}\right] = \frac{\mu u_g}{2\sqrt{2}E_B}\left[\frac{R_a}{R_i} + 2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}\right] + \frac{E_0}{\sqrt{2}E_B} \tag{6}$$

și pentru $u_g < 0$

$$\cos\vartheta - \frac{U_c}{2\sqrt{2}E_B}\left[1 + \frac{R_a}{R_i} + 2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}\right] = -\frac{\mu u_g}{2\sqrt{2}E_B}\left[2 + \frac{R_a}{R_i} + 2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}\right] + \frac{E_0}{\sqrt{2}E_B}.$$

Ținînd cont că la $u_g<0$ și $U_c<0$, din ultimele două relații rezultă că la $u_g>0$ unghiul de deschidere este mai mare decît la $u_g<0$. Prin urmare schema este nesimetrică față de polaritatea tensiunii de comandă.

Tensiunea la bornele releului o calculăm pe baza relațiilor (1)—(5)

$$U_c=R\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} id\vartheta=R\frac{1}{\pi}\left(\int_0^{\vartheta} i'''d\vartheta+\int_{\vartheta}^{\frac{\pi}{2}} i''d\vartheta+\int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} i'd\vartheta\right).$$

Se obține în cele două cazuri (anexa C):

Pentru $u_g>0$

$$U_c=\frac{\mu u_g\frac{\vartheta}{2\pi}+\frac{\sqrt{2}E_B}{\pi}\cdot\frac{1-\sin\vartheta}{2+\frac{R_a}{R_i}+2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}}+\left(\frac{1}{2}-\frac{\vartheta}{\pi}\right)\cdot\frac{\mu u_g-E_0}{2+\frac{R_a}{R_i}+2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}}}{\frac{R_i}{R}+\frac{1}{2}\frac{R_i}{R_a}+\frac{0{,}25}{2+\frac{R_a}{R_i}+2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}}+\frac{\vartheta}{2\pi}\left(1-\frac{1}{2+\frac{R_a}{R_i}+2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}}\right)}\cdot \quad (7)$$

Pentru $u_g<0$

$$U_c=\frac{\mu u_g\frac{\vartheta}{2\pi}-\frac{\sqrt{2}E_g}{\pi}\cdot\frac{1-\sin\vartheta}{2+\frac{R_a}{R_i}+2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}}+\left(\frac{1}{2}-\frac{\vartheta}{\pi}\right)\cdot\frac{E_0}{2+\frac{R_a}{R_i}+2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}}}{\frac{R_i}{R}+\frac{1}{2}\frac{R_i}{R_a}+\frac{0{,}25}{2+\frac{R_a}{R_i}+2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}}+\frac{\vartheta}{2\pi}\left(1-\frac{2}{2+\frac{R_a}{R_i}+2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}}\right)}\cdot$$

Rezolvînd sistemul format din ecuațiile corespunzătoare (6) și (7) obținem dependența căutată $U_c=f(u_g)$. Rezultă din calcule, concluzie verificată și experimental, că U_c variază liniar cu u_g și că este mai mare în cazul $u_g>0$ decît în $u_g<0$, pentru aceeași valoare absolută a tensiunii de comandă u_g.

In fig. 4, au fost reprezentate curbele $\frac{U_c}{\mu u_g}=f\left(\frac{R}{R_i}\right)$ pentru raportul $R_a/R_i=5$, cum s-a stabilit la început, și pentru diferite valori ale reacției, ca parametru. Tensiunea E_0 s-a admis de 20 V. Influența ei este însă neglijabilă.

Reacția negativă, introdusă prin rezistența catodică R_k, are ca scop micșorarea nesimetriilor din schemă datorite faptului că cele două tuburi folosite nu sînt identice. Din fig. 4 rezultă că reacția negativă nu micșorează decît puțin tensiunea U_c. O astfel de concluzie este adevărată însă numai dacă reacția negativă nu duce la modificarea rezistenței interne R_i a tubului, pentru că se vede că U_c depinde foarte mult de R_i, prin intermediul ra-

portului R/R_i. Creşterea reacţiei negative deplasează punctul de funcţionare a tuburilor în regiunea curenţilor mici, în care R_i este mai mare, şi prin

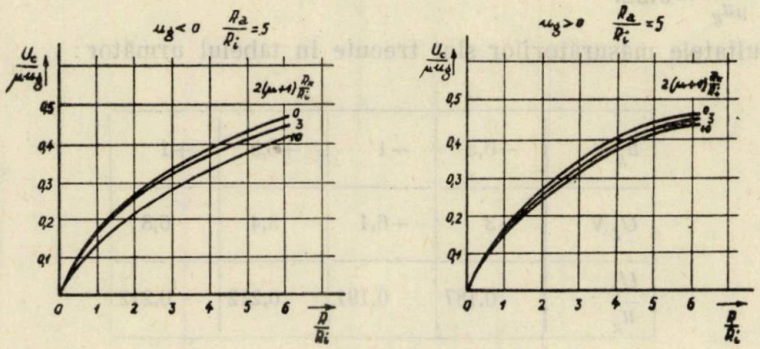


Fig. 4

urmare duce la scăderea lui U_c. Din această cauză nu se recomandă introducerea unei reacţii negative prea puternice.

Valoarea rezistenţei interioare R_i care se introduce în calcule trebuie să fie cea care corespunde punctului de funcţionare şi nu cea din catalog. In acest scop se calculează valoarea medie a curentului din tub în jumătatea de perioadă cînd conduce (se consideră pentru simplificare $u_g=0$):

$$I_{a\,med}=\frac{E_B-E_0}{1{,}11\,[R_a+R_i+2\,(\mu+1)\,R_k]}$$

şi tensiunea de negativare rezultantă $U_k=-I_{a\,med}\cdot R_k$.

In expresia lui $I_{a\,med}$, poate fi introdusă valoarea lui R_i din catalog, deoarece ceilalţi termeni de la numitor sînt mult mai mari şi prin urmare obţinem şi în acest mod, o valoare pentru $I_{a\,med}$ foarte apropiată de cea reală.

VERIFICĂRI EXPERIMENTALE

Rezultatele calculelor au fost verificate experimental folosind un tub ECC 40, ale cărui caracteristici corespund cu cele din catalog ($\mu=32$, $R_i=11$ Kohm). Elementele schemei s-au ales $R_a=50$ Kohm, $R=25$ Kohm, $R_k=1$ Kohm şi $E_B=220$ V.

Rezultă

$$I_{a\,med}=\frac{220}{1{,}11\,(50+11+2\cdot 33\cdot 1)}=1{,}55\text{ mA}$$

$$U_k=-1{,}55\text{ V}.$$

Măsurînd rezistenţa tubului la aceste valori a rezultat $R_i=16$ Kohm. Deci avem

$$\frac{R}{R_i}=\frac{25}{16}=1{,}56 \quad \text{şi} \quad 2\,(\mu+1)\,\frac{R_k}{R_i}=4{,}1.$$

Din fig. 4 rezultă pentru $U_g<0$ raportul $\frac{U_c}{\mu u_g}=0{,}2$ iar pentru $u_g>0$ raportul $\frac{U_c}{\mu u_g}=0{,}22$.

Rezultatele măsurătorilor sînt trecute în tabelul următor:

u_g V	−0,5	−1	+0,5	+1
U_i V	−3	−6,1	3,4	6,8
$\frac{U_c}{u_g}$	0,187	0,191	0,212	0,212

Pentru a scoate în evidență influența rezistenței de reacție R_k s-au făcut măsurători și pentru $R_k=0{,}5$ Kohm, celelalte elemente rămînînd neschimbate.

Curentul mediu în acest caz a fost:

$$I_{a\,med}=\frac{220}{1{,}11\,(50+11+33)}=2\text{ mA}$$

$$U_k=-1\text{ V}.$$

S-a măsurat în aceste condiții R_i obținîndu-se $R_i=14$ Kohm. Se obține deci $R/R_i=25/14=1{,}78$ și $2(\mu+1)\frac{R_k}{R_i}=3{,}3$.

Din fig. 4 rezultă pentru $u_g<0$ raportul $\frac{U_c}{\mu u_g}=0{,}22$ și pentrn $u_g>0$ raportul $\frac{U_c}{\mu u_g}=0{,}24$.

Rezultatele experimentale obținute sînt redate în tabelul următor:

u_g V	−0,5	−1	+0,5	+1
U_c V	−3,5	−7	−3,8	−7,5
$\frac{U_c}{u_g}$	0,218	0,218	0,237	0,234

Se observă că diferențele obținute între rezultatele calculelor și ale măsurătorilor sînt mici, confirmîndu-se astfel metoda propusă.

ANEXA A

Adăugăm notaţiilor curenţilor din fig. 1 indicele $''$. Dacă $u_g>0$ primul va conduce tubul T_1 şi ecuaţiile corespunzătoare acestui interval sînt:

$$e_B=i_1''R_a+E_0+i_{a1}''R_i-\mu u_g+\mu i_{a1}''R_k+i_{a1}''\cdot R_k \tag{A1}$$

$$U_c=-i_2''R_a+i_1''R_a \tag{A2}$$

$$i''=i_2''$$

$$i_{a1}''=i_1''+i''. \tag{A3}$$

Introducînd valoarea lui i_1'' din (A2) în (A3) obţinem:

$$i_{a1}''=2i''+\frac{U_c}{R_a}$$

iar din (A1)

$$e_B=i''R_a+U_c+E_0+2i''\,[R_i+(\mu+1)\,R_k]+\frac{U_c}{R_a}\,[R_i+(\mu+1)\,R_k]-u_g$$

şi deci

$$i''=\frac{1}{2}\cdot\frac{2e_B-2E_0-U_c+2\mu u_g}{R_a+2R_i+2\,(\mu+1)\,R_k}-\frac{U_c}{2R_a}.$$

Dacă $u_g<0$, va conduce primul tubul T_2. In acest caz

$$e_B=i_2''R_a+E_0+i_{a2}''R_i+\mu i_{a2}''R_k+i_{a2}''\cdot R_k$$

$$U_c=-i_2''R_a+i_1''R_a$$

$$i_1''=-i''$$

$$i_2''=i''+i_{a2}''.$$

Procedînd la fel ca mai sus obţinem:

$$i_2''=-i''-\frac{U_c}{R_a}$$

$$i_{a2}''=-2i''-\frac{U_c}{R_a}$$

$$e_B=-i''R_a-U_c+E_0-2i''\,[R_i+(\mu+1)\,R_k]-\frac{U_c}{R_a}\,[R_i+(\mu+1)\,R_k]$$

$$i''=-\frac{1}{2}\cdot\frac{2e_B-2E_0+U_c}{R_a+2R_i+2\,(\mu+1)\,R_k}-\frac{U_c}{2R_a}.$$

ANEXA B

Cînd conduc ambele tuburi sînt valabile relaţiile următoare în care, la notarea curenţilor, se adaugă indicele $'''$.

$$e_B = i_1''' R_a + E_0 + i_{a1}''' R_i + (\mu+1)(i_{a1}''' + i_{a2}''') R_k - \mu u_g \tag{B1}$$

$$e_B = i_2''' R_a + E_0 + i_{a2}''' R_i + (\mu+1)(i_{a1}''' + i_{a2}''') R_k \tag{B2}$$

$$U_c = (i_1''' - i_2''') R_a \tag{B3}$$

$$i'' = i_{a1}''' - i''' ; \quad i_2''' = i_{a2}''' + i'''. \tag{B4}$$

Făcînd diferența relațiilor (B1) și (B2) obținem:

$$e = (i_1''' - i_2''') R_a + (i_{a1}''' - i_{a2}''') R_i - u_g$$

Din (B4) avem

$$i_1''' - i_2''' = i_{a1}''' - i_{a2}''' - 2i''' \tag{B5}$$

și deci

$$i_1''' - i_2''' = \frac{\mu u_g - 2i''' R_i}{R_a + R_i} = \frac{U_c}{R_a}. \tag{B6}$$

Ținînd cont și de relația (B3) rezultă

$$i''' = \frac{\mu u_g}{2R_i} - \frac{U_c}{R_a} \cdot \frac{R_a + R_i}{2R_i}. \tag{B7}$$

Adunînd relațiile (B1) și (B2) rezultă

$$i_{a1}''' + i_{a2}''' = \frac{2e_B - 2E_0 + \mu u_g}{R_a + R_i + 2(\mu+1) R_k}. \tag{B8}$$

Din relațiile (B5), (B6) și (B7) obținem

$$i_{a1}''' - i_{a2}''' = i_1''' - i_2''' + 2i''' = \frac{U_c}{R_a} + \mu \frac{u_g}{R_i} \frac{U_c}{R_a} \cdot \frac{R_a + R_i}{R_i}. \tag{B9}$$

Din (B8) și (B9) rezultă

$$2i_{a1}''' = \frac{2e_B - 2E_0 + \mu u_g}{R_a + R_i + 2(\mu+1) R_k} + \mu \frac{u_g}{R_i} - \frac{U_c}{R_i}$$

și

$$2i_{a2}''' = \frac{2e_B - 2E_0 + \mu u_g}{R_a + R_i + 2(\mu+1) R_k} - \frac{\mu u_g}{R_i} + \frac{U_c}{R_i}.$$

ANEXA C

Ținînd cont că u_g și U_c sînt constante

$$\frac{1}{\pi} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} i' d\vartheta = \frac{1}{\pi} \left(\pi - \frac{\pi}{2}\right) \left(-\frac{U_c}{2R_a}\right) = -\frac{U_c}{4R_a}$$

$$\frac{1}{\pi} \int_{0}^{\vartheta} i'' d\vartheta = \frac{\vartheta}{\pi} \left[\frac{\mu u_g}{2R_i} - \frac{U_c}{2R_a} \cdot \left(1 + \frac{R_a}{R_i}\right)\right]$$

în cazul $u_g>0$

$$\frac{1}{\pi}\int_{\pi}^{\frac{\pi}{2}} i''d\vartheta = \frac{1}{\pi}\,\frac{\sqrt{2}E_B(1-\sin\vartheta)}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}+\frac{1}{\pi}\left(\frac{\pi}{2}-\vartheta\right)\frac{\mu\cdot u_g-E_0}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}-$$

$$-\left(\frac{\pi}{2}-\vartheta\right)\frac{U_c}{2}\left[\frac{1}{R_a}+\frac{1}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\right]$$

în cazul $u_g<0$

$$\frac{1}{\pi}\int_{0}^{\frac{\pi}{2}} i''d\vartheta = -\frac{1}{\pi}\,\frac{\sqrt{2}\cdot E_B(1-\sin\vartheta)}{R_i+2R_i+2(\mu+1)R_k}+\frac{1}{\pi}\left(\frac{\pi}{2}-\vartheta\right)\frac{E_0}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}-$$

$$-\frac{1}{\pi}\left(\frac{\pi}{2}-\vartheta\right)\frac{U_c}{2}\left[\frac{1}{R_a}+\frac{1}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\right]$$

prin urmare, pentru $u_g>0$

$$i_r=\frac{U_c}{R}=-\frac{U_c}{4R_a}+\frac{\vartheta}{\pi}\left[\frac{\mu u_g}{2R_i}-\frac{U_c}{2R_a}\left(1+\frac{R_a}{R_i}\right)\right]+\frac{1}{\pi}\,\frac{\sqrt{2}\cdot E_B(1-\sin\vartheta)}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}+$$

$$+\frac{1}{\pi}\left(\frac{\pi}{2}-\vartheta\right)\frac{\mu\cdot u_g-E_0}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}-\frac{1}{\pi}\left(\frac{\pi}{2}-\vartheta\right)\frac{U_c}{2}\left[\frac{1}{R_a}+\frac{1}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\right].$$

De aici

$$U_c\left[\frac{1}{R}+\frac{1}{4R_a}+\frac{1}{4}\left(\frac{1}{R_a}+\frac{1}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\right)+\frac{\vartheta}{2\pi}\left(\frac{1}{R_i}-\frac{1}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\right)\right]=$$

$$=\frac{\vartheta}{2\pi}\cdot\frac{\mu u_g}{R_i}+\frac{1}{\pi}\cdot\frac{\sqrt{2}\cdot E_B(1-\sin\vartheta)}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}+\left(\frac{1}{2}-\frac{\vartheta}{\pi}\right)\frac{\mu\cdot u_g-E_0}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}$$

și prin transformări simple ajungem la relația (7).

Pentru $u_g<0$ rezultă

$$i_r=\frac{U_c}{R}=-\frac{U_c}{4R_a}+\frac{\vartheta}{\pi}\left[\frac{\mu\cdot u_g}{2R_i}-\frac{U_c}{2R_a}\left(1+\frac{R_a}{R_i}\right)\right]-\frac{1}{\pi}\,\frac{\sqrt{2}\cdot E_B(1-\sin\vartheta)}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}+$$

$$+\frac{1}{\pi}\left(\frac{\pi}{2}-\vartheta\right)\frac{E_0}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}-\frac{1}{\pi}\left(\frac{\pi}{2}-\vartheta\right)\frac{U_c}{2}\left[\frac{1}{R_a}+\frac{1}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\right].$$

și

$$U_c\left[\frac{1}{R}+\frac{1}{4R_a}+\frac{1}{4}\left(\frac{1}{R_a}+\frac{1}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\right)+\frac{\vartheta}{2\pi}\left(\frac{1}{R_i}-\frac{1}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\right)\right]=$$

$$=\frac{\vartheta}{2\pi}\cdot\frac{\mu u_g}{R_i}-\frac{1}{\pi}\cdot\frac{\sqrt{2}E_B(1-\sin\vartheta)}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}+\left(\frac{1}{2}-\frac{\vartheta}{\pi}\right)\frac{E_0}{R_a+2R_i+2(\mu+1)R_k}\cdot$$

К ИЗУЧЕНИЮ И РАСЧЕТУ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УСИЛИТЕЛЕЙ, ПИТАЕМЫХ ПЕРЕМЕННЫМ ТОКОМ

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит изучение и метод расчета дифференциального усилителя, питаемого переменным током и управляемого постоянным током. Устанавливаются оптимальные условия проектирования схемы и зависимость выходного напряжения от напряжения управления. Результаты расчетов проверены экспериментально и получено хорошее соответствие.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE ET AU CALCUL DES AMPLIFICATEURS DIFFÉRENTIELS ALIMENTÉS EN COURANT ALTERNATIF

(RÉSUMÉ)

L'ouvrage présente l'étude et les méthodes de calcul d'un amplificateur différentiel alimenté en courant alternatif. On établit les conditions optimes pour dimensionner le schéma et la dépendence qui existe entre la tension de sortie et celle de commande. Les résultats des calculs ont été vérifiés par voie expérimentale en obtenant une bonne concordance.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Rogojan. Contribuţiuni la studiul şi calculul unor relee electronice alimentate în curent alternativ. Buletinul ştiinţific şi tehnic I.P.T. t. 1 (15) 1956 Fasc. 1.
2. A. D. Nesterenko. Osnovî rasceta elektroizmeritelnîh shem uravnoveşivania. Izdtvo Akademii Nauk Ukrainskoi S.S.R. Kiev 1960.
3. W. Oesterlin, A.T.M. 1955 Nr. 233 p. 141–142.

UNELE ASPECTE PRIVIND ALEGEREA MARIMILOR CARACTERISTICE INDEPENDENTE ALE CUADRIPOLULUI ELECTRIC

DE

C. ŞORA

Comunicare prezentată la cea de a IX-a sesiune de comunicări ştiinţifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

1. CONSIDERAŢII GENERALE

1.1. In lucrare ne referim la cuadripolii neautonomi în cazul general, adică la cuadripolii neautonomi nereciproci şi nesimetrici. De asemenea, vom considera numai cuadripolii liniari, pentru care, la aceeaşi pereche de borne curenţii sînt egali, denumiţi în literatură şi cuadripoli cu două laturi [3], sau diport [6].

Comportarea unui cuadripol diport, neautonom, poate fi descrisă complet cu ajutorul unui sistem de două ecuaţii liniare omogene, care leagă între ele mărimile electrice exterioare: curenţii I_1, I_2 şi tensiunile U_1, U_2 (fig. 1). Relaţiile care se stabilesc între cele patru variabile (I_1, I_2, U_1, U_2)

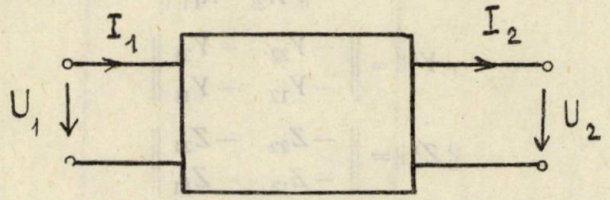


Fig. Cuadripolul electric diport, alimentat pe la bornele *11'*

se numesc ecuaţiile cuadripolului şi pot fi scrise în următoarea formă generală,

$$f_1(I_1, I_2, U_1, U_2)=0$$
$$f_2(I_1, I_2, U_1, U_2)=0 \qquad (1)$$

din care rezultă că numai două dintre cele patru variabile sînt independente.

După variabilele explicitate, ecuaţiile cuadripolului (rel. 1) pot fi scrise în mai multe forme. In total se pot scrie şase sisteme de ecuaţii ($C_4^2=6$),

dintre care de fapt numai cinci pot fi considerate distincte [3]. In studiul cuadripolilor poate fi aplicat, în principiu, oricare dintre cele cinci sisteme de ecuații. Folosirea unui sistem sau altul trebuie privită în legătură cu rezolvarea avantajoasă a circuitelor cuadripolare complexe, formate din cuadripoli componenți în diferite conectări. Fiecare sistem de ecuații este mai avantajos pentru un anumit tip de legătură.

Deși în teoria cuadripolilor se întîlnesc toate cele cinci sisteme de ecuații, mai des folosite sînt următoarele trei:

$$\begin{Vmatrix} U_1 \\ I_1 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} U_2 \\ I_2 \end{Vmatrix} \tag{1}$$

$$\begin{Vmatrix} I_1 \\ I_2 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} Y_{11} & Y_{12} \\ Y_{21} & Y_{22} \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Vmatrix} \tag{2}$$

$$\begin{Vmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} I_1 \\ I_2 \end{Vmatrix} \tag{3}$$

în care, $\|A\|$ este matricea de lanț, $\|Y\|$ matricea admitanță, iar $\|Z\|$ matricea impedanță.

Ecuațiile cuadripolului (rel. 1, 2, 3) presupun regula de asociație a sensurilor de referință pentru tensiuni și curenți, arătată în fig. 1.

Dacă cuadripolul este alimentat pe la bornele de ieșire *22'*, (cuadripolul inversat), cele trei matrice devin,

$$\|A'\| = \frac{1}{|A|} \begin{Vmatrix} A_{22} & A_{12} \\ A_{21} & A_{11} \end{Vmatrix} \tag{4}$$

$$\|Y'\| = \begin{Vmatrix} -Y_{22} & -Y_{21} \\ -Y_{12} & -Y_{11} \end{Vmatrix} \tag{5}$$

$$\|Z'\| = \begin{Vmatrix} -Z_{22} & -Z_{21} \\ -Z_{12} & -Z_{11} \end{Vmatrix} \tag{6}$$

iar dacă cuadripolul este alimentat pe la ambele capete, se obțin expresiile:

$$\|A''\| = \begin{Vmatrix} A_{11} & -A_{12} \\ A_{21} & -A_{22} \end{Vmatrix} \tag{7}$$

$$\|Y''\| = \begin{Vmatrix} Y_{11} & Y_{12} \\ -Y_{21} & -Y_{22} \end{Vmatrix} \tag{8}$$

$$\|Z''\| = \begin{Vmatrix} Z_{11} & -Z_{12} \\ Z_{21} & -Z_{22} \end{Vmatrix}. \tag{9}$$

Determinanții celor trei matrice, (rel. 1, 2, 3), sînt,

$$\|A\| = A_{11}A_{22} - A_{12}A_{21} \tag{10}$$

$$\|Y\| = Y_{11}Y_{22} - Y_{12}Y_{21} \tag{11}$$

$$\|Z\| = Z_{11}Z_{22} - Z_{12}Z_{21} \tag{12}$$

1.2. Coeficienții care intervin în ecuațiile cuadripolului, în diferitele forme în care ele se prezintă, respectiv elementele diferitelor matrice, reprezintă constantele cuadripolului. Aceste constante sînt mărimi caracteristice ale cuadripolului. Prin mărimi caracteristice sau parametrii unui cuadripol se înțelege mărimile care depind exclusiv de structura interioară a cuadripolului. Constantele cuadripolului nu sînt însă singurele mărimi caracteristicie ale cuadripolului. Există și alte mărimi caracteristice, în funcție de care constantele cuadripolului pot primi diferite forme.

In cazul cuadripolilor nereciproci și nesimetrici, între constantele cuadripolului corespunzătoare unui anumit sistem de ecuații, nu există nici o relație de legătură, ceea ce înseamnă că acești cuadripoli sînt caracterizați prin patru mărimi caracteristice independente.

In teoria cuadripolilor nu totdeauna însă mărimile caracteristice independente de la care se pleacă, considerate de bază, coincid cu constantele cuadripolului corespunzătoare sistemului de ecuații folosit. Constantele cuadripolului se pot exprima în funcție de alte mărimi caracteristice, care pot fi mai avantajoase, fie din punct de vedere al determinărilor pe cale experimentală, atunci cînd cuadripolul este realizat, fie în ceea ce privește exprimarea diferitelor proprietăți ale sistemelor fizice studiate.

In studiul cuadripolilor se folosește un număr destul de mare de mărimi caracteristice [1, 2, 3]. Principial, se pot alege ca mărimi caracteristice independente patru oricare dintre acestea, dacă se verifică că între cele patru mărimi alese nu există nici o relație de legătură. Deși teoretic s-ar putea forma multe astfel de combinații, numărul sistemelor de mărimi caracteristice folosit în teoria cuadripolilor este limitat. Aceasta se explică prin aceea că, introducerea unui sistem de mărimi caracteristice independente este justificată numai atunci cînd el corespunde unor necesități practice sau de studiu. Trebuie arătat cu această ocazie că, folosirea diferitelor sisteme de mărimi caracteristice independente nu înseamnă apariția de noi forme pentru ecuațiile cuadripolului (în afara celor cinci), ci doar introducerea de noi expresii pentru constantele cuadripolului.

Alegerea mărimilor caracteristice independente este o problemă destul de complexă, care trebuie analizată de la caz la caz, deoarece nu se cunoaște un sistem unic de mărimi caracteristice independente care să fie avantajos în toate situațiile. In legătură cu alegerea mărimilor caracteristice independente ale unui cuadripol, s-ar putea formula următoarele condiții generale:

a) Să se determine cît mai simplu pe cale experimentală.

b) Celelalte mărimi caracteristice și în primul rînd constantele cuadripolului, să se exprime în funcție de ele prin relații cît mai simple.

c) Să conducă la rezolvarea avantajoasă a problemelor ce intervin la studiul circuitelor cuadripolare respective.

O analiză completă a acestei probleme este complexă şi vastă. In lucrare vom analiza numai unele aspecte, care prezintă un interes deosebit atunci cînd cuadripolul este realizat şi urmează să i se determine constantele, pe baza unor încercări experimentale. Consideraţiile noastre se vor limita, în principal, la condiţia ca mărimile alese să determine univoc cuadripolul, adică să fie independente, iar determinarea lor pe cale experimentală să fie cît mai simplă (condiţia a). Trebuie relevat cu această ocazie că există mărimi caracteristice a căror determinare pe cale experimentală este foarte dificilă, practic imposibilă, însă ele sînt deosebit de avantajoase în studiul unor anumite circuite cuadripolare. Astfel sînt impedanţele caracteristice şi constantele de propagare respective, care se folosesc cu succes la studiul circuitelor cuadripolare în ceea ce priveşte transmiterea puterii electromagnetice, adaptarea sarcinii şi pierderile de putere.

In continuare vom analiza în lumina acestor puncte de vedere, folosirea diferitelor sisteme de mărimi caracteristice.

2. SISTEME DE MĂRIMI CARACTERISTICE INDEPENDENTE

2.1. Mărimile caracteristice mai importante le putem grupa pe baza regimurilor de funcţionare folosite la definirea, respectiv determinarea lor, astfel:

a) Mărimi caracteristice întroduse pe baza regimurilor de funcţionare în gol şi scurtcircuit a cuadripolului.

b) Mărimi caracteristice introduse prin alimentarea cuadripolului pe la ambele capete.

c) Mărimi caracteristice definite considerînd cuadripolul într-un lanţ de cuadripoli.

Mărimile caracteristice pe care le vom lua în considerare, în lucrare, sînt cele de sub punctele a) şi b). Mărimile de sub punctul c) sînt în principal impedanţele caracteristice (imagini şi iterative) şi constantele de propagare. Aceste mărimi se definesc direct, considerînd un lanţ format teoretic dintr-un număr infinit de mare de cuadripoli identici, ceea ce evident că nu se poate realiza practic. Datorită dificultăţilor de determinare experimentală, aceste mărimi se exprimă obişnuit în funcţie de alte mărimi caracteristice care se determină mai uşor. Din această cauză, deşi, după cum s-a mai spus, importanţa acestor mărimi caracteristice este foarte mare în teoria cuadripolului, ele nu vor fi analizate în lucrare.

2.2. Mărimile caracteristice ce se obţin la funcţionarea cuadripolului în gol şi scurtcircuit sînt cuprinse în tabela 1. In total, rezultă 12 mărimi caracteristice între care există 8 relaţii de legătură, astfel că patru dintre ele sînt independente. Principial, se pot compune mai multe sisteme formate din cîte patru mărimi din cele 12 cuprinse în tabela 1, sau derivate din acestea. Pentru ca un astfel de sistem să caracterizeze complet un cuadripol, este însă necesar să se verifice dacă cele patru mărimi caracteristice ale sistemului sînt în adevăr independente.

Tabela 1

A. **Funcționarea cuadripolului în gol**

1	Impedanța în gol, cu alimentare pe la bornele de intrare	Z_{11}	$\left(\frac{U_1}{I_1}\right)_{I_2=0} = Z_{10}$
2	Impedanța în gol, cu alimentare pe la bornele de ieșire	$-Z_{22}$	$\left(\frac{U_2}{I_2}\right)_{I_1=0} = Z_{20}$
3	Impedanța mutuală în gol, cu alimentare pe la bornele de ieșire	$-Z_{12}$	$\left(\frac{U_1}{I_2}\right)_{I_1=0} = (Z_{m0})_2$
4	Impedanța mutuală în gol, cu alimentare pe la bornele de intrare	Z_{21}	$\left(\frac{U_2}{I_1}\right)_{I_2=0} = (Z_{m0})_1$
5	Raportul tensiunilor în gol, cu alimentare pe la bornele de intrare	A_{11}	$\left(\frac{U_1}{U_2}\right)_{I_2=0} = (k_{u0})_1$
6	Raportul tensiunilor în gol, cu alimentarea pe la bornele de ieșire	$\frac{A_{22}}{\lvert A \rvert}$	$\left(\frac{U_2}{U_1}\right)_{I_1=0} = (k_{u0})_2$

B. **Funcționarea cuadripolului în scurtcircuit**

1	Admitanța în scurtcircuit, cu alimentare pe la bornele de intrare	Y_{11}	$\left(\frac{I_1}{U_1}\right)_{U_2=0} = Y_{1k}$
2	Admitanța în scurtcircuit, cu alimentare pe la bornele de ieșire	$-Y_{22}$	$\left(\frac{I_2}{U_2}\right)_{U_1=0} = Y_{2k}$
3	Admitanța mutuală în scurtcircuit, cu alimentare pe la bornele de ieșire	$-Y_{12}$	$\left(\frac{I_1}{U_2}\right)_{U_1=0} = (Y_{mk})_2$
4	Admitanța mutuală în scurtcircuit, cu alimentare pe la bornele de intrare	Y_{21}	$\left(\frac{I_2}{U_1}\right)_{U_2=0} = (Y_{mk})_1$
5	Raportul curenților în scurtcircuit cu alimentare pe la bornele de intrare	A_{22}	$\left(\frac{I_1}{I_2}\right)_{U_2=0} = (k_{ik})_1$
6	Raportul curenților în scurtcircuit, cu alimentare pe la bornele de ieșire	$\frac{A_{11}}{\lvert A \rvert}$	$\left(\frac{I_2}{I_2}\right)_{U_1=0} = (k_{ik})_2$

Mărimile caracteristice ale unui cuadripol fiind în general mărimi complexe este necesar ca pe lîngă măsurarea valorilor efective ale tensiunilor și curenților să se măsoare și defazajele dintre diteritele mărimi ce intervin. Măsurarea defazajelor se face simplu numai atunci cînd mărimile între care trebuie să se determine defazajul corespund aceleiași perechi de

borne ale cuadripolului. Acesta este cazul determinării defazajelor dintre U_1 şi I_1, respectiv U_2 şi I_2. Din această cauză, dintre cele 12 mărimi caracteristice introduse prin încercarea cuadripolului în gol şi scurtcircuit, determinarea pe cale experimentală a celor două impedanţe în gol şi două impedanţe în scurtcircuit, presupune cele mai simple măsurători. Ţinînd seama de criteriul stabilit, s-ar părea în consecinţă că aceste mărimi ar putea să constituie sistemul de mărimi caracteristice cel mai potrivit pentru un cuadripol nereciproc şi nesimetric.

Se arată însă şi în literatura de specialitate [1], [2] că cele două impedanţe în gol şi două impedanţe în scurtcircuit nu sînt independente. In adevăr, între ele există următoarea relaţie de legătură

$$\frac{Z_{10}}{Z_{20}} = \frac{Z_{1k}}{Z_{2k}} \tag{13}$$

ceea ce înseamnă că acest sistem de mărimi caracteristice nu determină univoc cuadripolul.

La aceleaşi impedanţe în gol şi scurtcircuit pot corespunde mai mulţi cuadripoli, la care produsele $Y_{12}Y_{21}$ şi $Z_{12}Z_{21}$ sînt aceleaşi. La acelaşi produs însă, mărimile Y_{12} şi Y_{21} respectiv Z_{12} şi Z_{21} considerate în parte, pot fi diferite, ceea ce corespunde la cuadripoli diferiţi. In adevăr, se ştie că impedanţa, respectiv admitanţa echivalentă de intrare a unui cuadripol, în cazul general, are expresia [2], [3]

$$Z_1 = \frac{Z_{10}Z_{20} - |Z|}{Z_2 + Z_{20}} \tag{14}$$

$$Y_1 = \frac{Z_{2k}Z_2 + 1}{-|Y| \cdot Z_2 + Y_{2k}} \tag{15}$$

unde Z_2 este impedanţa de sarcină.

Ţinînd seama de relaţiile (10) şi (11) se obţine

$$Z_1 = Z_{10} + \frac{Z_{12}Z_{21}}{Z_2 + Z_{20}} \tag{16}$$

$$Y_1 = Y_{1k} + \frac{Y_{12}Z_{21}}{Y_2 + Y_{2k}}. \tag{17}$$

Faptul că în expresia impedanţei echivalente, respectiv admitanţei echivalente de intrare intervine produsul $Z_{12}Z_{21}$, respectiv $Y_{12}Y_{21}$, justifică afirmaţiile făcute.

Relaţia (13) fiind valabilă şi pentru cuadripolii reciproci, înseamnă că în acest caz două impedanţe în gol şi una în scurtcircuit, sau două impedanţe în scurtcircuit şi una în gol, caracterizează complet un astfel de cuadripol. In acest caz, impedanţele în gol şi scurtcircuit sînt avantajoase, fiind curent folosite în practică.

In consecinţă, pentru cuadripolii nereciproci şi nesimetrici, pe lîngă cele două impedanţe în gol şi una în scurtcircuit, sau două impedanţe în

scurtcircuit şi una în gol, este necesar să se aleagă o a patra mărime dintre celelalte mărimi caracteristice ale cuadripolului (impedanţă mutuală în gol, admitanţă mutuală în scurtcircuit, etc.). Ori care ar fi însă cea de a patra mărime caracteristică, determinarea ei pe cale experimentală nu mai este atît de simplă.

Determinarea pe cale experimentală a celorlalte mărimi caracteristice introduse prin încercarea în gol şi scurtcircuit (vezi tabela 1), este mai dificilă decît a impedanţelor în gol şi scurtcircuit, deoarece ele se definesc în funcţie de mărimi ce aparţin la perechi de borne diferite. După cum s-a menţionat, problema cea mai grea la aceste măsurători, este determinarea defazajelor dintre mărimile (tensiuni, curenţi) ce intervin.

Sînt cunoscute, din literatura de specialitate, relaţiile de legătură care există între diferitele mărimi caracteristice introduse prin încercările de gol şi scurtcircuit (în afară de rel. 13). Astfel se pot menţiona şi relaţiile

$$\frac{Z_{12}}{Z_{21}} = \frac{Y_{12}}{Y_{21}} \tag{18}$$

şi

$$\frac{(k_{u0})_1}{(k_{ik})_1} = \frac{(k_{ik})_2}{(k_{u0})_2}\,. \tag{19}$$

care ne arată că, nici sistemele de mărimi caracteristice Z_{12}, Z_{21}, Y_{12}, Y_{21} şi $(k_{u0})_1$, $(k_{ik})_1$, $(k_{u0})_2$, $(k_{ik})_2$, nu determină univoc cuadripolul neautonom, în cezul general. De altfel, datorită dificultăţilor de determinare experimentală, aceste sisteme de mărimi caracteristice nu prezintă un interes practic. De aceea, în cadrul mărimilor introduse prin încercările de gol şi scurtcircuit, noi ne-am referit îndeosebi la impedanţele în gol şi scurtcircuit.

O problemă importantă în legătură cu introducerea mărimilor caracteristice independente este şi exprimarea condiţiilor de reciprocitate.

Dacă se pleacă de la mărimile caracteristice introduse prin încercările de gol şi scurtcircuit, condiţiile de reciprocitate ale unui cuadripol sînt date de relaţiile cunoscute [2],

$$\begin{aligned} -Y_{12} &= Y_{21} \\ -Z_{12} &= Z_{21} \\ |A| &= 1. \end{aligned} \tag{20}$$

Deoarece cunoaşterea impedanţelor în gol şi scurtcircuit nu permite decît determinarea produselor $Y_{12}Y_{21}$ şi $Z_{12}Z_{21}$ şi nu a fiecărei mărimi care intervine în cele două produse, aceste mărimi nu sînt suficiente pentru a stabili dacă cuadripolul este sau nu reciproc.

Din grupa cuadripolilor reciproci fac parte în principal cuadripolii pasivi, iar din grupa cuadripolilor nereciproci, cuadripolii activi. Clasificarea cuadripolilor în cuadripoli nereciproci şi reciproci este mai generală decît clasificarea în cuadripoli activi şi pasivi, deoarece după cum se ştie,

condiţiile de reciprocitate pot fi satisfăcute şi de unii cuadripoli activi (conţinînd elemente de circuit negative), după cum există si cuadripoli pasivi, denumiti şi giratori, la care nu se aplică [1], [2], [5].

In cazul giratorilor (de ex. generatorul Hall), avem de a face cu o nereciprocitate de „fază", adică modulele impedanţelor mutuale în gol şi în scurtcircuit faţă de cele două perechi de borne sînt respectiv egale, însă argumentele lor sînt defazate cu 180° faţă de cazul cuadripolilor pasivi reciproci, adică

$$Y_{12}=Y_{21}$$

$$Z_{12}=Z_{21}$$

$$|A|=-1. \tag{21}$$

Verificarea condiţiilor de reciprocitate (rel. 20) este simplă atunci cînd ea se reduce doar la verificarea modulelor impedanţelor mutuale în gol, sau admitanţelor mutuale în scurtcircuit. Printr-o astfel de măsurătoare nu se poate însă stabili dacă avem de a face cu un circuit pasiv reciproc sau cu un girator. De aceea, în cazul general este necesar să se determine experimental şi argumentele acestor mărimi, ceea ce natural este mai greu.

2.3. In studiul cuadripolilor se pot introduce mărimi caracteristice şi prin alimentarea cuadripolului respectiv pe la ambele capete, în condiţii particulare. Mărimile caracteristice la care ne referim sînt admitanţele echivalente care rezultă la cele două perechi de borne, atunci cînd cuadripolul care se cercetează este alimentat simultan pe la ambele capete cu tensiuni egale, în fază şi în opoziţie [4].

Regimul de alimentare cu tensiuni egale, în fază şi în opoziţie este menţionat în literatură mai de mult, în legătură însă numai cu cuadripolii simetrici şi anume la stabilirea schemei în punte pentru aceşti cuadripoli şi la demonstrarea teoremei lui Bartlett [1]. Acest regim de încercare poate fi însă aplicat şi pentru cuadripolii nesimetrici reciproci şi nereciproci [4]. In aceasta din urmă lucrare, autorul a relevat că, sistemul de mărimi caracteristice introdus prin regimul de alimentare pe la ambele capete a cuadripolului în condiţiile particulare menţionate, completează avantajos celelalte sisteme de mărimi caracteristice cunoscute. In prezenta lucrare, acest sistem de mărimi nu ne interesează decît sub aspectul satisfacerii criteriului impus.

Ţinînd seama de relaţia (8), ecuaţiile cuadripolului alimentat pe la ambele capete sînt

$$I_1=Y_{11}U_1+Y_{12}U_2$$

$$I_2=-Y_{21}U_1-Y_{22}U_2. \tag{22}$$

Introducînd ca variabilă raportul complex al tensiunilor de alimentare,

$$k=\frac{U_2}{U_1}=ke^{j\alpha} \tag{23}$$

pentru admitanţele echivalente ale cuadripolului alimentat pe la ambele capete, se obţin expresiile

$$Y_1 = Y_{11} + Y_{12} \cdot k$$

$$Y_2 = -Y_{22} - Y_{21} \cdot \frac{1}{k} \tag{24}$$

sau, ţinînd seama de semnificaţia fizică a mărimilor Y_{11} şi Y_{22} (tabela 1), avem

$$Y_1 = Y_{1k} + Y_{12} \cdot k$$

$$Y_2 = Y_{2k} - Y_{21} \cdot \frac{1}{k} \cdot \tag{25}$$

Notînd cu $(Y_1)_1$ şi $(Y_2)_1$ admitanţele echivalente la cele două capete pentru $k=1$, ($k=1$, $\alpha=0$), adică tensiuni egale şi în fază şi cu $(Y_1)_{-1}$ şi $(Y_2)_{-1}$, admitanţele echivalente la cele două capete pentru $k=-1$, ($k=1$, $\alpha=\pi$), adică tensiuni egale şi în opoziţie, se obţin expresiile

$$\begin{aligned}
(Y_1)_1 &= Y_{1k} + Y_{12} \\
(Y_2)_1 &= Y_{2k} - Y_{12} \\
(Y_1)_{-1} &= Y_{1k} - Y_{12} \\
(Y_2)_{-1} &= Y_{2k} + Y_{21}
\end{aligned} \tag{26}$$

Relaţiile (26) stabilesc expresiile mărimilor caracteristice $(Y_1)_1$, $(Y_2)_1$, $(Y_1)_{-1}$, $(Y_2)_{-1}$ în funcţie de elementele matricei admitanţă. Aceste relaţii permit şi operaţia inversă, adică exprimarea elementelor matricei admitanţă, în funcţie de mărimile caracteristice mai sus menţionate. Se obţine

$$\| Y \| = \begin{Vmatrix} \frac{(Y_1)_{-1} + (Y_1)_1}{2} & -\frac{(Y_1)_{-1} - (Y_1)_1}{2} \\ \frac{(Y_1)_{-1} - (Y_1)_1}{2} & -\frac{(Y_2)_{-1} + (Y_2)_1}{2} \end{Vmatrix} . \tag{27}$$

Se relevă simplicitatea pe care prezintă matricea admitanţă. Pentru cuadripolii neautonomi, în cazul general, regimul de încercare pe la ambele capete introduce patru mărimi caracteristice, care sînt independente, deci cele patru mărimi caracteristice determină univoc un astfel de cuadripol. Aceste mărimi caracteristice se pot calcula, iar dacă cuadripolul este realizat se pot determina pe cale experimentală. Determinările experimentale nu sînt legate în general de dificultăţi. In afară de faptul că, condiţiile de alimentare se realizează şi se verifică relativ uşor, avem de a face cu măsurarea unor admitanţe echivalente de dipoli, deoarece curentul şi tensiunea care definesc pe fiecare dintre ele se referă la aceeaşi pereche de borne. Se poate afirma că, determinarea experimentală a acestor mărimi

caracteristice nu este în general aşa de simplă ca a impedanţelor în gol şi scurtcircuit, însă ea este mai simplă decît a celorlalte mărimi caracteristice introduse prin încercările de gol şi scurtcircuit.

Dacă se foloseşte în studiu sistemul de mărimi caracteristice $(Y_1)_1$, $(Y_2)_1$, $(Y_1)_{-1}$ şi $(Y_2)_{-1}$, condiţia de reciprocitate devine

$$(Y_1)_{-1}-(Y_1)_1=(Y_2)_{-1}-(Y_2)_1 \tag{28}$$

ceea ce este evident dacă se ţine seama de expresiile admitanţelor mutuale în scurtcircuit — Y_{12} şi Y_{21} (rel. 27).

In cazul general, aplicarea relaţiei (28) poate să fie mai simplă decît a condiţiilor de reciprocitate exprimate de rel. 20, în care intervin impedanţele mutuale în gol, respectiv admitanţele mutuale în scurtcircuit.

НЕКОТОРЫЕ СООБРАЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ ХАРАКТЕРНЫХ НЕЗАВИСИМЫХ ВЕЛИЧИН ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНИКА

(РЕЗЮМЕ)

В работе расматриваются некоторые соображения по выбору независимых характерных величин четырехполюсника в общем случае (невзаимный и несимметричный четырехполюсник). Учитывается условие по которому характерные величины определяют однозначно четырехполюсник, а опытное определение было бы простейшим. В связи с применением характерных величин, рассматривается также проверка условия взаимности четырехполюсника. В работе анализируется применение характерных величин введенных при испытании на холостом ходу и коротком замыкании, главным образом холостого и короткозамкнутого импеданса, а также характерных величин выведенных при питании четырехполюсника с обоих концов, в частных случаях.

QUELQUES ASPECTS CONCERNANT LE CHOIX DES GRANDEURS CARACTÉRISTIQUES INDÉPENDANTES DU QUADRIPÔLE ÉLECTRIQUE

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on discute certains aspects concernant le choix des grandeurs caractéristiques indépendantes d'un quadripôle non-autonome, dans le cas général (quadripôle non-réciproque et non-symétrique). On y tient compte surtout de la condition que les grandeurs caractéristiques choisies déterminent d'une façon univoque le quadripôle et que leur détermination, par voie expérimentale, soit aussi simple que posible.

Relativement à l'introduction des systèmes de grandeurs caractéristiques on discute aussi la vérification de la condition de réciprocité du

quadripôle. On analyse ensuite l'emploi des grandeurs caractéristiques introduites par les essais à vide et en court-circuit, surtout celui des impédances dans le vide et le court-circuit et des grandeurs introduites par l'alimentation du quadripôle par les deux bouts, dans des conditions particulières.

BIBLIOGRAFIE

1. W. Cauer, *Theorie der Wechselstromschaltungen*, Akademie-Verlag Berlin 1954.
2. R. Feldkeller, *Vierpoltheorie* Verlag S. Hirzel, Leipzig 1948.
3. V. P. Sigorski. *Obsceaia teoria cetîrehpoliusnika*, Akad. Nauk Ukrainskoi SSR, Kiev 1955.
4. C. Şora, Admitanţele echivalente ale cuadripolilor alimentaţi pe la ambele capete. (Disertaţie 1961—Bucureşti).
5. C. Şora, Despre nereciprocitatea generatorului Hall. Bul. şt. şi teh. I.P.T. T. 7 1961.
6. *Lexiconul Tehnic Romîn*, T. 5, Editura Tehnică 1959.

INFLUENȚA DIMENSIUNILOR PROBELOR ȘI A CALITĂȚII BETONULUI ASUPRA PLASTICIZĂRII PARȚIALE A ZONEI INTINSE LA ELEMENTELE INCOVOIATE DIN BETON SIMPLU

DE

C. AVRAM și I. FILIMON

Comunicare prezentată la cea de a VIII-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 30—31 ian. 1961

Prezentul studiu teoretic și experimental se încadrează în problema calculului elementelor de beton simplu și beton slab armat, care de mai mulți ani constituie o preocupare a Laboratorului de beton armat din Timișoara.

Se iau în considerație numai sarcini statice de scurtă durată.

1. CONSIDERAȚII GENERALE

La sarcini statice de scurtă durată betonul se deformează elastic pînă la o anumită treaptă de încărcare, după care apar și deformații plastice, datorite microfisurării pietrei de ciment. Microfisurile sînt orientate perpendicular pe direcția deformațiilor maxime de întindere independent de natura solicitării; ele se dezvoltă continuu pînă la ruperea propriu zisă a epruvetei, care are loc prin smulgerea betonului. Uneori ruperea se produce prin lunecare.

La sarcini statice de lungă durată se produc în plus și deformații vîscoase de curgere lentă, care cresc cu timpul tinzînd spre o valoare limită.

Microfisurile care se produc în beton la aplicarea sarcinilor de intensitate mare reduc rezistența betonului la sarcini statice de lungă durată, respectiv la sarcini repetate, în comparație cu rezistența la sarcini statice de scurtă durată; se produce așa-numita oboseală statică, respectiv dinamică, a betonului.

Treapta de încărcare la care începe microfisurarea pietrei de ciment este funcție de calitatea betonului. Betoanele de mărci inferioare au proprietăți plastice pronunțate și microfisurarea începe la trepte mici de încărcare, în timp ce betoanele de mărci foarte ridicate se comportă elastic pînă aproape la rupere ([2],]3], [5], [9]).

O. I. Berg [3] a prelucrat sub acest aspect încercările proprii, cum și cele ale lui R. Jones și P. Bridgman, efectuate asupra unor epruvete prismatice de beton, marmoră și diabaz supuse la compresiune centrică. Rezultatele sînt date în fig. 1, unde R_0 reprezintă efortul unitar la care începe microfisurarea betonului și R_{pr} rezistența prismatică de rupere. In scară semilogaritmică funcția $R_0/R_{pr} = f(R_{pr})$ are un caracter liniar; abaterile maxime sînt de aproximativ $\pm 0{,}10$.

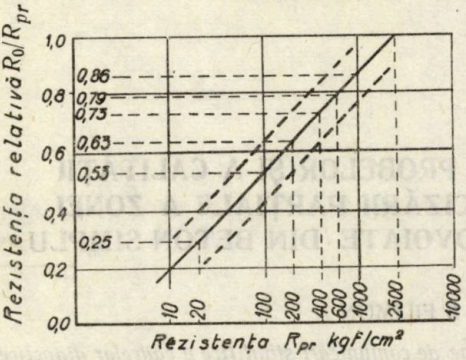


Fig. 1. Rezistența relativă R_0/R_{pr} la care începe microfisurarea betonului

Pentru un beton B100, respectiv B600, avem $R_{pr} = 80$ kgf/cm², respectiv 380 kgf/cm²; din fig. 1 rezultă aproximativ $R_0/R_{pr} = 0{,}50$, respectiv 0,70. Aceste valori coincid destul de bine cu rezistențele la oboseală ale betonului ($R_b^0 = 0{,}50\, R_b$ pentru B100, respectiv $R_b^0 = 0{,}75\, R_b$ pentru B600).

Conform fig. 1, un beton ideal elastic la sarcini statice de scurtă durată trebuie să aibă $R_{pr} = 2500$ kgf/cm².

H. Rüsch [9], studiind rezistența zonei comprimate la încovoiere, ajunge prin extrapolare la concluzia că betonul de marcă B1050 se comportă ideal elastic. Diferența între cele două valori este destul de mare.

2. ELEMENTE INCOVOIATE DE BETON SIMPLU

Ruperea se produce prin smulgerea betonului în fisura normală pe axa elementului, care se formează în zona întinsă în secțiunea unde momentul încovoietor M tinde spre valoarea maximă și rezistența betonului la întindere R_t spre valoarea minimă (betonul nefiind un material omogen, R_t prezintă o anumită variabilitate în lungul elementului).

Pentru agregate obișnuite de bună calitate, ruperea (fisurarea) se produce în piatra de ciment, fiind precedată de procesul de microfisurare descris la pct. 1. Treapta de încărcare la care începe microfisurarea este funcție de calitatea betonului (fig. 2); într-o primă aproximație se poate admite $R_0'/R_t = R_0/R_{pr}$.

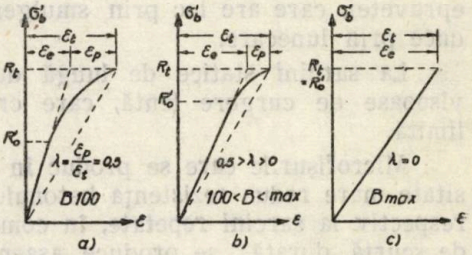


Fig. 2. Curba caracteristică a betonului la întindere pentru sarcini statice de scurtă durată

Cu notațiile din fig. 2, modulul de elasticitate E_b al betonului și modulul secant al deformației totale la ruperea E_b' (modulul de elasticitate-plasticitate) au valorile:

$$E_b = \frac{R_t}{\varepsilon_e}; \quad E'_b = \frac{R_t}{\varepsilon_t} = (1-\lambda) E_b; \quad \lambda = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_t}, \qquad (1a, b, c)$$

unde ε_e este deformația elastică, ε_p — deformația plastică, ε_t — deformația totală și λ — coeficientul de plasticitate.

Rezistența la întindere R_t a betonului se determină în multe țări prin încercarea la încovoiere a prismelor standardizate cu secțiune dreptunghiulară de înălțime mică ($h = 10-15$ cm).

Experiențele au arătat că în momentul ruperii se poate admite ipoteza secțiunilor plane (fig. 3 *a*). De asemenea diagrama eforturilor unitare din zona comprimată se poate admite de formă triunghiulară (fig. 3), betonul comportîndu-se elastic la sarcini statice de scurtă durată, întrucît $\sigma_b/R_i \ll R_0/R_i$ (unde R_i este rezistența betonului la compresiune din încovoiere).

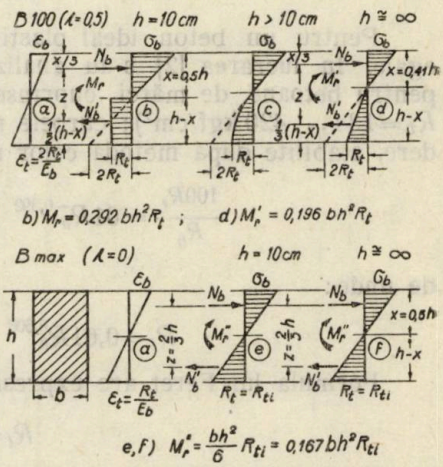


Fig. 3. Calculul elementelor încovoiate din beton simplu

Problema formei diagramei eforturilor unitare din zona întinsă a secțiunii nu mai este însă tot așa de simplă, din cauza apariției și dezvoltării deformațiilor plastice ε_p (fig. 2). La limite, pentru betonul ideal plastic se poate admite diagrama dreptunghiulară (fig. 3*b*) și pentru betonul ideal elastic diagrama triunghiulară (fig. 3*e*); pentru o calitate intermediară de beton, diagrama trebuie să aibă un contur curbiliniu.

Rezistența la întindere R_t determinată, conform normelor în vigoare, cu diagrama din fig. 3*b* nu poate prin urmare să reprezinte rezistența reală la întindere pentru orice calitate de beton, ci numai pentru mărci inferioare.

Se admite ([2], [9]) că rezistența R_{tc} determinată prin despicarea unor probe cilindrice supuse la compresiune în lungul a două generatoare diametral opuse este foarte apropiată de rezistența reală la întindere a betonului pentru mărci superioare și suficient de apropiată pentru mărci inferioare (eforturile unitare de întindere sînt constante pe întreaga înălțime a secțiunii de rupere). Experiențele au arătat că rezistența R_{tc}, care are valoarea:

$$R_{tc} = \frac{2P}{\pi dl} \qquad (2)$$

este practic independentă de dimensiunile epruvetei încercate (d este diametrul cilindrului, l — lungimea lui și P — forța de rupere).

2.1. Betoane de mărci inferioare. Influența înălțimii secțiunii

Calculul momentului încovoietor de rupere (fisurare) se poate face conform ipotezelor cuprinse în fig. 3 *a* și *b* ([1], [2], [4], [6], [8], [10]); cu $\lambda=0,5$ rezultă:

$$x=0,5\,h \tag{3}$$

și

$$M_r=0,292\,bh^2R_t\cong\frac{bh^2}{3,5}R_t\,. \tag{4}$$

Pentru un beton ideal plastic trebuie ca rezistențele R_t și R_{tc} să fie egale. In lucrarea [2] s-au analizat rezultatele a zece serii de încercări pentru betoane de mărci cuprinse între B134... B420 (rezistența cubică $R_b=134...420$ kgf/cm^2); curbele medii ale rezistențelor relative la întindere, stabilite după metoda celor mai mici pătrate, au expresiile:

$$\frac{100R_t}{R_b}=61R_b^{-0,392}\quad\text{și}\quad\frac{100R_{tc}}{R_b}=40,6R_b^{-0,261} \tag{5 a, b}$$

de unde:

$$R_t=0,61R_b^{0,608}\quad\text{și}\quad R_{tc}=0,406R_b^{0,739}\,. \tag{6 a, b}$$

Formula lui Feret are expresia;

$$R_t=0,5R_b^{0,667}\,. \tag{6c}$$

Din egalitatea:

$$0,61R_b^{0,608}=0,406R_b^{0,739}$$

rezultă (prin extrapolarea rezultatelor experimentale):

$$R_b=22,6\cong20\text{ kgf/cm}^2. \tag{7}$$

Betonul ideal plastic ar avea deci marca B20; din fig. 1 rezultă $R_0/R_{pr}=0,25$. Pînă la efectuarea unor încercări sistematice mai extinse se poate admite cu aproximație că betonul are proprietăți ideal plastice la încărcări statice de scurtă durată pînă la marca B100 (fig. 3 *a*, *b*).

Calculele cu formula (4) coincid cu rezultatele experimentale numai pentru înălțimi mici ale secțiunilor elementelor ($h=10$—15 cm); pentru acest motiv formula (4) este folosită la determinarea lui R_t pe epruvete standardizate.

Pentru elementele cu h mai mare, momentele încovoietoare experimentale M_r^e sînt mai mici decît valorile teoretice M_r calculate cu formula (4) și anume cu atît mai mici cu cît h este mai mare ([2], [4], [5], [8], [10]).

Micșorarea lui M_r^e față de valoarea teoretică M_r se datorește unui număr mai mare de defecte posibile la elemente cu înălțime, respectiv des-

chidere mai mare, la care lungimea cu moment încovoietor maxim este mai mare (rezistența R_t prezintă o anumită variabilitate în masa unui element, iar numărul de valori minime R_t crește odată cu volumul elementului).

Pe de altă parte diagrama reală a eforturilor în zona întinsă este curbilinie (fig. 2 *a* și 3 *c*). Pentru înălțimi mici ale secțiunii diagrama de calcul se poate admite de formă dreptunghiulară. Cu cît înălțimea secțiunii este mai mare, cu atît diagrama se poate admite mai puțin curbată, deoarece pe o înălțime mai mare sub axa neutră betonul întins se deformează elastic sau foarte puțin plastic; se poate spune că betonul întins se plasticizează din ce în ce mai puțin pe masură ce înălțimea elementului crește. La limită, pentru înălțimi foarte mari (teoretic $h=\infty$), se poate admite o diagramă de calcul de formă triunghiulară (fig. 3 *d*); cu $\lambda=0{,}5$ rezultă:

$$x=0{,}41\,h \tag{8}$$

și

$$M_r'=0{,}196\,bh^2R_t=\frac{bh^2}{5{,}1}R_t\,. \tag{9}$$

Pentru $h\geqslant 50$ cm, valorile experimentale M_r^e coincid satisfăcător cu valorile teoretice M_r' calculate cu formula (9).

Pentru simplificare, I. Filimon [4] propune formula de calcul:

$$M_r=0{,}292\,Kbh^2R_t \tag{10}$$

unde R_t se determină pe prisme cu $h=10$ cm folosind formula (4), iar K reprezintă *coeficientul de plasticizare parțială a zonei întinse de beton*, adică raportul

$$K=\frac{M_r^e}{M_r}\leqslant 1 \tag{11}$$

variabil cu înălțimea h a secțiunii; pentru $h=\infty$ rezultă $K=0{,}196/0{,}292=0{,}67$.

Pentru betoane de mărci inferioare s-a propus formula [4]:

$$K=1-0{,}34\,[1-e^{-(0{,}07\,h-0{,}7)}] \tag{12}$$

care duce la (cu h în cm):

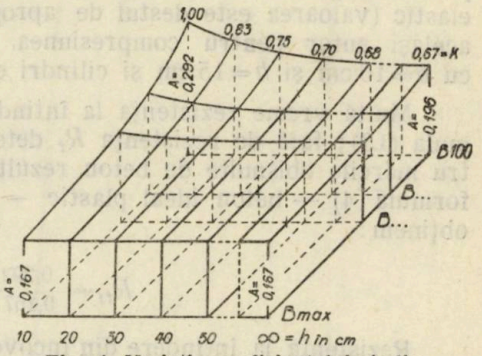


Fig. 4. Variația coeficientului A din formula (16) funcție de h și R_b.

$h=10;\quad 15;\quad 20;\quad 30;\quad 40;\quad 50;\quad \infty.$

$K=1{,}00;\quad 0{,}90;\quad 0{,}83;\quad 0{,}75;\quad 0{,}70;\quad 0{,}68;\quad 0{,}67.$

Valorile K sînt date și în fig. 4 pentru betonul B100. Ele pot fi folosite, într-o primă aproximație și în mod acoperitor, pentru betoane de mărcile B100—B300, dacă R_t se calculează cu formula (4) pentru $h=10$ cm.

Valorile experimentale ale lui K ([4], [10]) se înscriu destul de bine pe curba (12).

2.2. Betoane de mărci superioare. Influenţa calităţii betonului

Plasticizarea parţială a zonei întinse de beton este funcţie nu numai de înălţimea secţiunii elementului, ci şi de calitatea betonului ([2], [9]).

Chiar pentru înălţimi mici ale secţiunii ($h=10$—15 cm), odată cu creşcreşterea mărcii betonului diagrama eforturilor unitare din zona întinsă trece de la forma dreptunghiulară (caracteristică betonului ideal plastic, fig. 3 *b*), printr-o formă curbilinie din ce în ce mai aplatisată, la forma triunghiulară (caracteristică betonului ideal elastic, fig. 3 *e*); în acelaşi timp coeficientul de plasticitate λ trece progresiv de la valoarea admisă $\lambda=0{,}5$ la valoarea $\lambda=0$ (fig. 2).

Pentru betonul ideal elastic variaţia înălţimii h a secţiunii nu mui are nici o influenţă (fig. 3 *e*, *f* şi fig. 4 pentru B_{max}). Calculul se poate face cu formula lui Navier:

$$M_r''=\frac{bh^2}{6}R_{ti}=0{,}167\,bh^2R_{ti} \tag{13}$$

[aici s-a notat R_t cu R_{ti} spre a se sublinia folosirea formulei lui Navier, diferită de formula (4)].

Pentru un beton ideal elastic trebuie ca rezistenţele R_{ti} şi R_{tc} să fie egale. H. Rüsch [9], studiind betoane de mărcile B300, B450 şi B600, ajunge prin extrapolare la concluzia că betonul de marcă B1200 se comportă ideal elastic (valoarea este destul de apropiată de marca B1050 determinată de acelaşi autor pentru compresiunea din încovoiere). S-au folosit prisme cu $b=10$ cm şi $h=15$ cm şi cilindri cu $d=15$ cm şi $l=30$ cm.

Multă vreme rezistenţa la întindere a betonului s-a determinat cu formula (13); faţă de rezistenţa R_t determinată prin întindere centrică, pentru mărcile obişnuite de beton rezultă totdeauna $R_{ti}>R_t$. Referindu-ne la formula (4) — beton ideal plastic — şi formula (13) — beton ideal elastic obţinem:

$$R_{ti}=\frac{0{,}292}{0{,}167}R_t=1{,}75\,R_t. \tag{14}$$

Rezistenţa la întindere din încovoiere a betoanelor studiate de C. Avram [2] s-a calculat cu formula (4); cu ajutorul formulei (14) se poate trece la rezistenţa R_{ti} (folosind formula 6 a):

$$R_{ti}=1{,}75\cdot 0{,}61\,R_b^{0{,}608}=1{,}0675\,R_b^{0{,}608}. \tag{6 d}$$

Egalînd valorile R_{tc} şi R_{ti} din ecuaţiile (6 b şi d), se obţine (prin extrapolarea rezultatelor experimentale):

$$R_b=1640\cong 1650\ \text{kgf/cm}^2. \tag{15}$$

Ar rezulta că betonul ideal elastic este de marcă B1650. Această valoare diferă de cea găsită de H. Rüsch (B1200); trebuie subliniat însă că numărul încercărilor este redus în ambele lucrări (10 serii, respectiv 11 serii de epruvete).

Raportul R_{tl}/R_t are valoarea 1,75 pentru betonul ideal plastic (B100) și scade pe măsură ce crește calitatea betonului pînă la valoarea 1,00 corespunzătoare betonului ideal elastic (B_{max}).

2.3. Betoane de mărcă oarecare. Influența înălțimii secțiunii și a calității betonului

Pentru un beton de marcă oarecare plasticizarea parțială a zonei întinse este funcție atît de înălțimea h a secțiunii, cît și de marca B a betonului (rezistența cubică R_b). Calculul momentului încovoietor de rupere se poate face cu o formulă de forma:

$$M_r = Abh^2R_t, \tag{16}$$

unde

$$A = A(h,\ R_b), \tag{17}$$

iar R_t este rezistență la întindere determinată cu formula (16) pe prisme încovoiate cu $h=10$ cm și $A=A(10,\ R_b)$.

La limite, pentru betonul ideal plastic, respectiv ideal elastic, avem (fig. 4):

$$A=0{,}292\,K, \quad \text{respectiv} \quad A=0{,}167, \tag{17 a, b}$$

unde K este dat de ecuația (12).

Pentru determinarea funcției (17) și a funcției $A=A(10,\ R_b)$ sînt necesare numeroase încercări sistematice spre a se putea acoperi tot cîmpul cuprins în fig. 4.

Fenomenul de plasticizare parțială a zonei întinse la încovoiere a fost observat și la alte materiale casante. Șt. Nădășan și E. Ioviţiu [7] au încercat la încovoiere epruvete cilindrice de fontă de 30 mm diametru și 300 mm, respectiv 600 mm deschidere. Rezistențele de rupere din încovoiere, notate σ'_{B30}, respectiv σ'_{B60}, au fost calculate cu formula lui Navier. Cum probabilitatea de a întîlni o rezistență minimă este mai mare la deschiderea de 600 mm, s-a obținut:

$$\frac{\sigma'_{B30}}{\sigma'_{B60}} = 1{,}216 - 0{,}3846 \cdot 10^{-4}\sigma'_{B60} > 1. \tag{18}$$

Raportul $\sigma'_{B30}/\sigma'_{B60}$ variază liniar cu calitatea fontei (σ'_{B60}) și anume scade odată cu creșterea calității; pentru $\sigma'_{B60}=2500$ kgf/cm² raportul are valoarea 1,12, iar pentru $\sigma'_{B60}=5000$ kgf/cm² valoarea 1,02. Prin extrapolare se găsește $\sigma'_{B30}/\sigma'_{B60}=1$ pentru $\sigma'_{B60} \cong 6000$ kgf/cm². Rezultă că fonta ideal elastică pentru sarcini statice de scurtă durată are rezistența de încovoiere 6000 kgf/cm²; diagrama eforturilor unitare din zona întinsă are formă triunghiulară și nu este influențată de mărimea deschiderii grinzii (respectiv de diametrul epruvetei la aceeași deschidere).

3. VERIFICĂRI EXPERIMENTALE

Pentru o primă verificare a concluziilor de mai sus, în afară de luarea în considerare a lucrărilor exprimentale din ([2], [4], [8], [9], [10]), s-au încercat în anul 1960 la Laboratorul de beton armat din Timişoara două serii de grinzi din beton simplu, folosind două calităţi de beton: B172 şi B420. Fiecare serie a cuprins patru tipuri de grinzi a cîte două elemente cu dimensiunile din fig. 5.

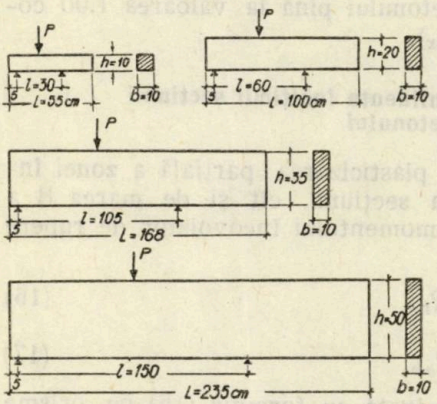


Fig. 5. Elementele experimentale şi schema de încărcare

Fiecare element a fost rupt de două ori, încercarea la încovoiere făcîndu-se prin încărcarea cu o forţă concentrată la mijlocul deschiderii $l=3h$, pentru a se păstra modul de încercare standardizat pentru prismele de 10·10·55 cm; s-a folosit o presă hidraulică de încovoiere de 7 tf. Fiecare valoare experimentală a momentului încovoietor de rupere $M_r^e=P_r l/4$ reprezintă media a patru încercări; la fiecare încercare s-au măsurat exact dimensiunile b, h şi l.

Rezistenţa convenţională la întindere R_t, determinată pe prismele cu $h=10$ cu ajutorul formulei (4), a fost $R_t=23{,}2$ kgf/cm² pentru betonul B172 (cu un coeficient de variaţie $C_v=7{,}5\%$) şi $R_t=28{,}4$ kgf/cm² pentru betonul B420 (cu un coeficient de variaţie $C_v=6{,}5\%$). Rezistenţele reale la întindere R_t sînt mai mari decît aceste valori, căci $R_{tt}/R_t<1{,}75$ pentru B172—420.

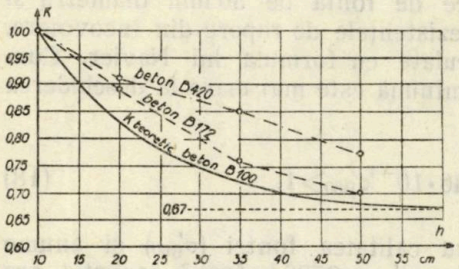


Fig. 6. Variaţia coeficientului K de plasticizare parţială a zonei de întinse de beton

Tabela 1

R_b kgf/cm²	R_t kgf/cm²	h cm	M_r^e kgfm	M_r kgfm	K
172	23,2	10	70,3	70,3	1,00
		20	264,6	296,7	0,89
		35	687,5	905,0	0,76
		50	1305,2	1875,0	0,70
420	28,4	10	82,8	82,8	1,00
		20	329,2	362,0	0,91
		35	943,5	1083,0	0,85
		50	1700,5	2225,0	0,77

Rezultatele sînt date în tabela 1 şi fig. 6. Momentele încovoietoare teotetice de rupere M_r s-au calculat cu formula (4) şi coeficientul K de plasticizare parţială a zonei întinse de beton cu formula (11).

Se observă că influenţa variaţiei înălţimii h asupra plasticizării parţiale a zonei întinse de beton este cu atît mai redusă cu cît betonul este de calitate mai superioară şi are proprietăţi elastice mai pronunţate (variaţia coeficientului K este mai mică, de la 1,00 la 0,70 pentru B172, respectiv de la 1,00 la 0,77 pentru B420, faţă de variaţia de la 1,00 la 0,68 pentru B100 — formula 12). In realitate, pentru betoanele B172—B420 şi $h=10$ cm avem $K<1{,}00$, căci $0{,}292>A=A(10, R_b)>0{,}167$ (formula 17 şi fig. 4); deocamdată însă mărimea $A=A(10, R_b)$ nu poate fi încă definită.

4. CONCLUZII

Calculul la sarcini statice de scurtă durată a elementelor încovoiate din beton simplu se poate face pe baza următoarelor ipoteze:

— secţiunile transversale rămîn plane;

— diagrama eforturilor unitare din zona comprimată este de formă triunghiulară (betonul comprimat se deformează elastic);

— diagrama eforturilor unitare din zona întinsă are contur curbiliniu (betonul întins se deformează elastic şi plastic).

Gradul de plasticizare a zonei întinse de beton este funcţie de calitatea (marca) betonului şi de înălţimea secţiunii transversale; la limite, diagramele eforturilor unitare din zona întinsă sînt ca în fig. (3 *b, d, e, f*).

Pentrn verificarea concluziilor de mai sus şi stabilirea unor formule de calcul care să cuprindă tot domeniul definit de fig. 4, sînt necesare încercări sistematice pe un număr mare de probe la care să se varieze atît înălţimea secţiunii cît şi calitatea betonului (între limitele beton ideal plastic şi beton ideal elastic); aceasta presupune şi posibilitatea realizării unor betoane de marcă foarte ridicată.

ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ ОБРАЗЦОВ И КАЧЕСТВА БЕТОНА НА ЧАСТИЧНУЮ ПЛАСТИФИКАЦИЮ РАСТЯНУТОЙ ЗОНЫ В ИЗГИБАЕМЫХ БЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

(РЕЗЮМЕ)

Расчет изгибаемых элементов из обычного бетона на статические кратковременные нагрузки может быть произведен на основе плоских сечений, упругих деформаций старого бетона и упруго пластических деформаций растянутого бетона.

Разрушению растянутого бетона предшествует микрорастрескивание цементного камня. Ступень нагружения при которой начинается процесс микрорастрескивания растет вместе с качеством бетона; бетоны низшего качества главным образом пластичны, а высшего качества — эластичны (рис. 2).

Степень пластичности растянутой зоны бетона зависит от качества бетона и высоты поперечного сечения. Для идеально пластичного бетона служат диаграммы на рис. 36, в, г, а для предельно эластичного — рис. 3 д, е.

Экспериментальные исследования подверждают эти выводы (рис. 6).

Необходимы систематические исследования для перекрытия всей области определенной рис. 4.

L'INFLUENCE DES DIMENSIONS DES ÉPROUVETTES ET DE LA QUALITÉ DU BÉTON SUR LA PLASTIFICATION PARTIELLE DE LA ZONE TENDUE DANS LES ÉLÉMENTS FLÉCHIS EN BÉTON ARMÉ

(RÉSUMÉ)

Le calcul des éléments fléchis en béton simple, soumis aux charges statiques de courte durée, peut être fait en admettant les hypothèses des sections planes, de la déformation élastique du béton comprimé et de la déformation elasto-plastique du béton tendu.

La rupture du béton tendu este précédée par la microfissuration de la pierre de ciment. La valeur relative de la charge pour laquelle commence le procés de microfissuration croît avec la qualité du béton; les bétons de qualité inférieure se comportent quasi plastiquement, tandis que les bétons de qualité supérieure se comportent quasi élastiquement (fig. 2).

Le degré de plastification de la zone tendue du béton est fonction de la qualité du béton et de la hauteur de la section transversale de l'élément; pour le béton idéalement plastique sont valables les diagrammes de la fig. (3*b*, *c*, *d*), tandis que pour le béton idéalement élastique les diagrammes de la fig. (3*e*, *f*). Les verifications expérimentales confirment ces conclusions (fig. 6).

Des travaux systématiques de recherche sont nécessaires afin de couvrir entièrement le domaine défini par la fig. 4.

BIBLIOGRAFIE

1. Avram C., Pescaru I., Calculul elementelor de beton armat la aparitia fisurilor după metoda stărilor limită, Bul. Șt. și Teh. al Inst. Politehnic Timișoara, tomul 1 (15), fasc. 2, 1956.
2. Avram C., Stoian C., Negru A., Determinarea rezistențelor mecanice ale betonului pe probe cilindrice, Bul. Șt. și Teh. al Inst. Politehnic Timișoara, tomul 5 (19), fasc. 1—2, 1960.
3. Berg. O. I., Nekotorîe fiziceskie obosnovaniia teorii procinosti betona, Teoria rasceta i konstruirovaniia jelezobetonnîh konstrukții, Moskva, Gosstroiizdat, 1958.
4. Filimon I., Unele probleme ale betonului slab armat, Autoreferat dizertație, Lito Inst. Politehnic Timișoara, 1959.
5. L'Hermite R., Ideés actuelles sur la technologie du béton, Paris, La Documentation Technique du Bâtiment et des Travaux Publics, 1955.

6. Murașev V. I., *Treșcinoustoicivost, jestkosti i procinosti jelezobetona*, Moskva, Stroiizdat, 1950.

7. Nădășan Șt., Iovițiu E., Beitrag zur Klärung des Einflusses der Stützweite beim Biegeversuch von Gusseisen, Freiberger Forschungshefte, Heft B45, August 1960.

8. Nicolau V., Ionescu C, Enescu Șt., Stănculescu G., Damian C., Șerbănescu G. *Introducere în teoria betonului, Vol. II*, București, Ed. Tehnică, 1957.

9. Rüsch H., Vigerust G., Discussion of o paper by Sven Thaulow: Tensile Splitting Test and High Strength Concrete Test Cylinders, J. A. C. I., Nr. 6, Vol. 29, December 1957.

10. Țiskreli G. D., *Soprotivlenie rastiajeniiu nearmirovannîh i armirovannîh betonov*, Moskva, Gosstroiizdat, 1954.

INĂLȚIMEA OPTIMĂ A GRINZILOR CONTINUI SUDATE CU INIMĂ PLINĂ

DE

D. MATEESCU și D. ROȘU

Comunicare prezentată în cea de a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

1. GENERALITĂȚI

Intr-o lucrare precedentă „Înălțimea optimă a grinzilor sudate cu inimă plină simplu rezemate" s-a arătat modul de stabilire a secțiunilor economice a grinzilor sudate cu inimă plină simplu rezemate, ținînd seama de consumul minim de oțel precum și de asigurarea unei rigidități minime.

Stabilirea înălțimii optime în cazul grinzilor continui sudate, la ora actuală, se face tot cu aceleași relații care se găsesc în literatură, înălțimea rezultată ținînd seama de condițiile în care lucrează secțiunea, este evident diferită.

In conformitate cu normele și recomandările existente în literatura tehnică de specialitate se poate stabili înălțimea optimă a grinzilor continui sudate cu inimă plină, astfel ca greutatea totală a grinzii (inimă, tălpi, rigidizări etc.) să fie un minim.

2. STABILIREA INĂLȚIMII GRINZII PE CONSIDERENTE DE SĂGEATĂ

Săgeata maximă la grinzile continui se produce în deschiderile finale între secț. 4—5, mai aproape de 5.

In secțiunea 5 săgeata este

$$f_5 = f_5^0 - f_5^B \qquad (2.1)$$

f_5 — săgeata reală

f_5^0 — săgeata ca grindă simplu rezemată

f_5^B — săgeata produsă de momentul M^B calculat din aceeași ipoteză de încărcare care dă $M_{5\,max}$.

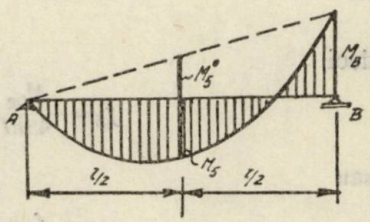


Fig. 2.1

Considerînd ca sarcini g şi p, săgeţile vor fi:

$$f_5^0 = \frac{5}{48} \cdot \frac{(M_{5g}^0 + M_{5p}^0)\, l^2}{EI} \tag{2.2}$$

iar

$$f_5^B = \frac{3}{8} \frac{(M_g^0 + M_p^B)\, l^2}{EI} \cdot \left(\text{vezi M.C.C. pag. 926 pentru } n' = \frac{l}{2}\right)$$

deci

$$f_5 = \frac{1}{48EI} [5(M_{5g}^0 + M_{5p}^0) - 3(M_g^B + M_p^B)]\, l^2. \tag{2.3}$$

Notînd:

$$\begin{aligned} M_g^B &= \theta_g \cdot M_{5g}^0 \\ M_p^B &= \theta_p \cdot M_{5p}^0 \end{aligned} \tag{2.4}$$

unde

$$M_{5g}^0 = 0{,}125 g l^2 \tag{2.5}$$

$$M_g^B = \alpha \cdot g l^2. \tag{2.6}$$

Valorile α depind de numărul deschiderilor şi sînt date în Manualul pentru calculul construcţiilor pag. 1134. Iar

$$\begin{aligned} M_{5g} &= M_{5g}^0 - \frac{1}{2} M_g^B = M_{5g}^0 (1 - 0{,}5\theta_g) \\ M_{5p} &= M_{5p}^0 - \frac{1}{2} M_p^B = M_{5p}^0 (1 - 0{,}5\theta_p) \end{aligned} \tag{2.7}$$

sau

$$M_{5g}^0 = \frac{M_{5g}}{1 - 0{,}5\theta_g}; \quad M_{5p}^0 = \frac{M_{5p}}{1 - 0{,}5\theta_p} \tag{2.8}$$

înlocuind în (2.3)

$$f_5 = \frac{1}{48EI} \left[\frac{M_{5g}}{1 - 0{,}5\theta_g} (5 - 3\theta_g) + \frac{M_{5p}}{1 - 0{,}5\theta_p} (5 - 3\theta_p) \right] l^2 \tag{2.9}$$

iar

$$M_{5p} = \beta_5 \cdot M_{5g} \tag{2.10}$$

deci

$$f_5 = \frac{M_{5g}}{48EI} \left[\frac{(5 - 3\theta_g)}{1 - 0{,}5\theta_g} + \frac{\beta_5 (5 - 3\theta_p)}{1 - 0{,}5\theta_p} \right] l^2 \tag{2.11}$$

sau

$$f_5 = \frac{M_{5g}}{48EI} [K_g + \beta_5 K_p]\, l^2. \tag{2.12}$$

Valorile K_g și K_p sînt calculate în tabela 2.1 în funcție de numărul deschiderilor.

Tabela 2.1

Sarcina	Permanenta (g)				Utila (p)			
Deschideri	2	3	4	5	2	3	4	5
α	+0,125	0,100	0,107	0,105	0,063	0,050	0,054	0,053
θ	1,00	0,80	0,855	0,840	0,504	0,400	0,432	0,424
K	4,00	4,34	4,25	4,27	4,67	4,75	4,73	4,74

În secțiunea 5 determinarea înălțimii grinzii se face în funcție de

$$M_5^{max} = M_{5g} + M_{5p}. \tag{2.13}$$

Exprimînd

$$M_{5g} = M_5^{max} - M_{5p} = M_5^{max} - \beta_5 M_{5g} \tag{2.14}$$

unde $\beta_5 = \frac{M_{5p}}{M_{5g}}$ (momentele introducîndu-se în valoare absolută) rezultă

$$M_{5g} = \frac{M_5^{max}}{1+\beta_5} \tag{2.15}$$

sau înlocuind în (2.12)

$$f_5 = \frac{M_5^{max}}{48\,(1+\beta_5)\,EI}\,[K_g + \beta_5 K_p]\,l^2. \tag{2.16}$$

Considerînd la limita:

$$\sigma_a = \frac{H \cdot M_5^{max}}{2I} \tag{2.17}$$

unde H — este înălțimea totală a grinzii, de unde

$$\frac{M_5^{max}}{I} = \frac{2\sigma_a}{H}$$

valoare care înlocuind-o în expresia săgeții,

$$f_5 = \frac{\sigma_a}{24\,(1+\beta_5)\,EH}\,[K_g + \beta_5 K_p]\,l^2 \tag{2.18}$$

de unde

$$H = \frac{\sigma_a\,[K_g + \beta_5 K_p]\,l}{24\,(1+\beta_5)\,E} \cdot \left(\frac{l}{f}\right). \tag{2.19}$$

$\frac{l}{f}$ — este inversul săgeții admisibile, valoare în funcție de importanța grinzii (vezi STAS 764-49).

Considerînd înălţimea inimii

$$h \simeq 0{,}95H$$

rezultă

$$h = 0{,}0439 \frac{\sigma_a}{E}\left(\frac{l}{f}\right)\left[\frac{K_g+\beta_5 K_p}{1+\beta_5}\right] l \qquad (2.20)$$

relaţie valabilă pentru secţiunea constantă.

Pentru secţiune variabilă se poate considera

$$h = 0{,}0482 \frac{\sigma_a}{E}\left(\frac{l}{f}\right)\left[\frac{K_g+\beta_5 K_p}{1+\beta_5}\right] l. \qquad (2.21)$$

O simplificare a acestor relaţii se poate obţine dacă se consideră pentru grinda continuă, indiferent de numărul deschiderilor, valori constante pentru K_g şi K_p.

Astfel considerînd

$$K_g \cong 4{,}22$$

$$K_p \cong 4{,}73$$

relaţiile devin:

— Secţiune constantă

$$h = 0{,}185 \frac{\sigma_a}{E}\left(\frac{l}{f}\right)\left[\frac{1+1{,}12\beta_5}{1+\beta_5}\right] l. \qquad (2.22)$$

— Secţiune variabilă

$$h = 0{,}203 \frac{\sigma_a}{E}\left(\frac{l}{f}\right)\left[\frac{1+1{,}12\beta_5}{1+\beta_5}\right] l. \qquad (2.23)$$

Paranteza $\left[\frac{1+1{,}12\beta_5}{1+\beta_5}\right]$ are valori practice de la 1,0 la 1,1 pentru valori ale lui $\beta_5 > 0$.

— In acest sens în diagramă se vor reprezenta valorile lui l pe abscisă pentru valori $1{,}0l$; $1{,}1l$; valorile l citindu-se:

— Scara $1{,}0l$ — în cazul că momentele din sarcina permanentă sînt predominante.

— Scara $1{,}1l$ — dacă $M_p \geqslant M_g$.

De asemenea şi relaţia care dă h necesar se poate exprima:

$$h = (0{,}185 \div 0{,}204) \frac{\sigma_a l}{E}\left(\frac{l}{f}\right) \qquad \text{(secţ. const.)} \qquad (2.24)$$

sau

$$h = (0{,}203 - 0{,}224) \frac{\sigma_a l}{E}\left(\frac{l}{f}\right) \qquad \text{(secţ. variab.)} \qquad (2.25)$$

luîndu-se coeficienţii mici pentru $M_g > M_p$ şi invers.

3. STABILIREA ÎNĂLȚIMII OPTIME A GRINZILOR CONTINUI PE BAZA CONSUMULUI MINIM

3.1. Greutatea totală

Greutatea totală a grinzii

$$G = G_i + 2G_t \tag{3.1}$$

unde G_i este greutatea totală a inimii, inclusiv rigidizările verticale
G_t — greutatea totală a unei tălpi.

3.11. Greutatea inimei se poate exprima sub forma:

$$G_i = \gamma \cdot t \cdot h \cdot \psi_i \cdot L \tag{3.2}$$

unde: $t \approx \frac{h}{120}$ — grosimea inimei;
L — lungimea totală a grinzii ($\sum l$):
ψ_i — coeficientul constructiv al inimii care ține seama de rigidizările verticale aplicate pe inimă;
h — înălțimea inimei în cm.
3.111 — Stabilirea coeficientului ψ_i.

Conform STAS 3418-52 dimensiunile rigidizărilor transversale (fig. 3.1)

$$b_r = \frac{h}{30} + 40 \qquad (h \text{ în mm})$$

$$t_r = \frac{b_r}{15}$$

sau în centimetri

$$b_r = \frac{h \mp 120}{30}$$

$$t_r = \frac{h+120}{450}.$$

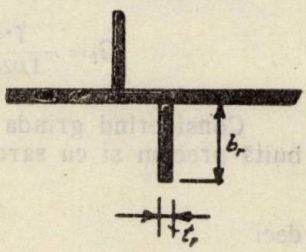


Fig. 3.1

Volumul a două rigidizări va fi:

$$V_r = 2 \cdot b_r \cdot t_r \cdot h = \frac{(h+120)^2}{6750} \cdot h.$$

Considerînd rigidizările plasate la circa $1{,}5h$, coeficientul constructiv al inimei se poate exprima:

$$\psi_i = \frac{1{,}5V_i + V_r}{1{,}5V_i} \tag{3.4}$$

adică:

$$\psi_i = 1 + \frac{(h+120)^2}{10125 \cdot t \cdot h} \tag{3.5}$$

Înlocuind în (3.2) toate valorile, se obține:

$$G_l = \gamma \cdot \frac{h}{120} \cdot h \cdot L \left[1 + \frac{(h+120)^2}{84{,}37h^2} \right]$$

sau ordonînd:

$$G_l = \gamma\,(0{,}008398h^2 + 0{,}023705h + 1{,}422)\,L. \tag{3.6}$$

3.12. Greutatea tălpilor

$$G_t = \int_0^L \frac{M_x - \beta \frac{th^2}{6} \cdot \sigma_a}{h_1 \cdot \sigma_a} \cdot \gamma \cdot \psi_t \cdot dx \tag{3.7}$$

unde: M_x = momentul de încovoiere într-o secțiune x, (kg cm);
β = coeficientul slăbirilor în inimă. Pentru grinzi sudate $\beta = 1$;
h = înălțimea inimii, în cm;
h_1 = distanța între centrele de greutate ale tălpilor grinzii. Se poate lua aproximativ $h_1 \approx (1{,}02 \ldots 1{,}03)\,h$;
L = lungimea totală a grinzii;
$t \cong \frac{h}{120}$;
ψ_t = coeficientul constructiv al tălpilor care ține seama de slăbiri, variația platbenzilor etc.

Înlocuind în (3.7):

$$G_t = \frac{\gamma \cdot \psi_t}{1{,}02\sigma_a h} \left[\int_0^L M_x dx - 0{,}001388\sigma_a \int_0^L h^3 dx \right]. \tag{3.8}$$

Considerînd grinda încărcată cu sarcina permanentă (g) uniform distribuită precum și cu sarcină utilă (p) mobilă, uniform distribuită, putem scrie

$$M_x = M_x^g + M_x^p \tag{3.9}$$

deci

$$\int_0^L M_x dx = \int_0^L M_x^g dx + \int_0^L M_x^p dx. \tag{3.10}$$

Expresia $\int_0^L M_x^g dx$ nu este altceva decît suprafața totală a diagramei de momente din sarcina permanentă g, care se poate exprima și sub forma: (vezi și fig. 3.2)

$$\int_0^L M_x^g dx = \eta M_{max}^g L. \tag{3.11}$$

unde:

$$\eta = \frac{\sum A_g}{M_{max}^g L}. \tag{3.12}$$

M_{max}^g fiind momentul maxim maximorum din sarcina permanentă.

In mod similar:

$$\int_0^L M_x^p dx = \mu M_{max}^p \cdot L \tag{3.13}$$

unde:

$$\mu = \frac{\sum A_p}{M_{max}^p L} \tag{3.14}$$

iar M_{max}^p este momentul maxim maximomorum din sarcina utilă.

Prin planimetrarea suprafețelor A, s-au obținut valorile coeficienților η si μ, valori date în tabela (3.1).

Tabela 3.1

Coeficient	Numărul deschiderilor			
	2	3	4	5
η	0,383	0.447	0.384	0,377
μ	0,550	0,531	0,552	0.558

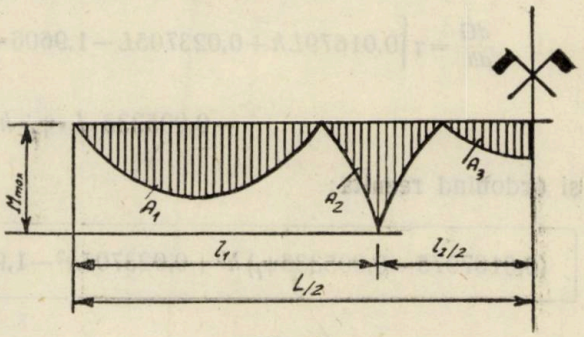


Fig. 3.2

Inlocuind în (3.8), pe (3.11) și (3.13) obținem:

$$G_t = \frac{\gamma \psi_t}{1{,}02\sigma_a h}\left[(\eta M_{max}^g + \mu M_{max}^p) L - 0{,}001383\sigma_a h^3 L\right] \tag{3.15}$$

Admițînd că M_{max}^g și M_{max}^p au valori maxime în aceeași secțiune putem scrie

$$M_{max} = M_{max}^g + M_{max}^p . \tag{3.16}$$

Inlocuind:

$$M_{max}^p = \lambda M_{max}^g \tag{3.17}$$

paranteza devine:

$$\eta M_{max}^g + \mu M_{max}^p = \eta M_{max}^g + \lambda\mu M_{max}^g = M_{max}^g(\eta + \lambda\mu).$$

Pe de altă parte

$$M_{max} = M_{max}^g(1+\lambda)$$

deci

$$\eta M_{max}^g + \mu M_{max}^p = \frac{M_{max}}{1+\lambda}(\eta + \lambda\mu). \tag{3.18}$$

Inlocuind în (3.15) și notînd

$$\frac{M_{max}}{\sigma_a} W = \tag{3.19}$$

rezultă:

$$G_t = \left[\frac{\psi_t \cdot L}{1{,}02h} \cdot \frac{(\eta+\lambda\mu)}{1+\lambda} \cdot W - 0{,}0013607 \cdot h^2 \cdot \psi_t \cdot L\right]\gamma \tag{3.20}$$

sau greutatea totală a grinzii

$$G = \gamma \cdot [0{,}00339876h^2L + 0{,}023705hL + 1{,}422L +$$

$$+ 2 \times 0{,}9803 \frac{(\eta+\lambda\mu)}{1+\lambda} \cdot W \cdot \psi_t \cdot \frac{L}{h} - 0{,}002668h^2 \cdot \psi_t \cdot L].$$

Derivînd și egalînd cu zero pentru a găsi minimul greutății totale:

$$\frac{dG}{dh} = \gamma\left[0{,}01679Lh + 0{,}023705L - 1{,}9606\frac{(\eta+\lambda\mu)}{1+\lambda} \cdot W\psi_t \cdot L \cdot \frac{1}{h^2} - \right.$$

$$\left. - 0{,}005336 \cdot L \cdot \psi_t \cdot h\right] = 0 \tag{3.21}$$

și ordonînd rezultă:

$$(0{,}0167975 - 0{,}005336\psi_t)\,h^3 + 0{,}023705h^2 - 1{,}9606\frac{\eta+\lambda\mu}{1+\lambda} \cdot \psi_t \cdot W = 0 \tag{3.22}$$

3.2. Coeficientul constructiv al tălpilor ψ_t

Acest coeficient ține seama de slăbirile din talpă, de variația platbenzilor etc. Pentru grinzile sudate se consideră că tălpile nu sînt slăbite de găuri.

Pentru variația platbenzilor stabilirea valorilor coeficientului ψ_t se va face întocmai ca la grinda simplu rezemată, pentru secțiunea constantă, precum și una și două trepte de variație a grosimii platbenzii.

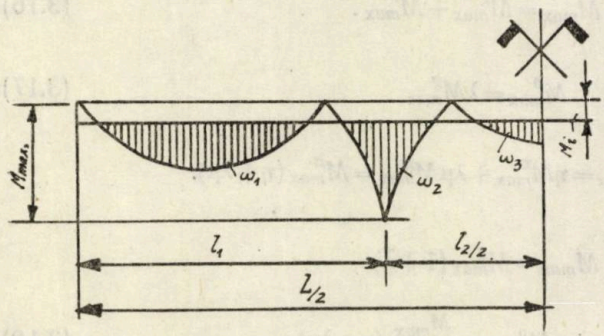


Fig. 3.3

3.21. *Secțiune constantă.* Valoarea coeficientului ψ_t se poate exprima din

$$\psi_t = \frac{M_{max} - M_i}{\sum \omega} \cdot L \tag{3.23}$$

unde: M_{max} este momentul maxim maximorum de încovoiere care solicită grinda.

M_i — momentul de încovoiere care este preluat de inima grinzii;

L — lungimea totală a grinzii ($\sum l$);

$\sum \omega$ — suma suprafețelor ω ale diagramei de momente și dreapta M_l (vezi fig. 3.3).

Este necesar ca să se exprime valorile M_{max} și M_l în funcție de dimensiunile principale ale grinzii continui sudate cu inimă plină.

In acest scop, considerînd ca secțiune de grindă secțiunea indicată în fig. 3.4 și știind că

$$M_{max} = W\sigma_a \tag{3.24}$$

vom determina pe W.

Notînd:

$$b \approx 0{,}3h \qquad t = \frac{h}{120} = 0{,}0083h$$

$$\delta \approx 0{,}02h \qquad H = h + 2\delta = 1{,}04h.$$

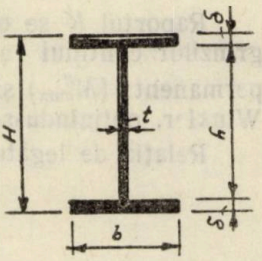


Fig. 3.4

Momentul de inerție

$$I = \frac{bH^3}{12} - \frac{(b-t)\,h^3}{12}$$

înlocuind se ajunge la:

$$I = 0{,}00485h^4$$

iar

$$W = \frac{2 \times 0{,}00485h^4}{1{,}04h} = 0{,}00933h^3. \tag{3.25}$$

Momentul capabil al grinzii

$$M_c = M_{max} = W\sigma_a = 0{,}00933h^3\sigma_a.$$

Momentul preluat de inimă se poate considera

$$M_l = M_c \frac{I_l}{I} \tag{3.26}$$

unde: I_l este momentul de inerție al inimei, deci

$$M_l = 0{,}00933h^3\sigma_a \cdot \frac{0{,}0083h^4}{12} \cdot \frac{1}{0{,}00485h^4} = 0{,}001595h^3\sigma_a \tag{3.27}$$

iar coeficientul

$$\psi_t = \frac{M_c(1-\rho)L}{\sum \omega}$$

unde am notat

$$\rho = \frac{M_l}{M_c} = 0{,}16. \tag{3.28}$$

deci

$$\psi_t = 0{,}84\frac{M_c L}{\sum \omega} = 0{,}84K \tag{3.29}$$

iar

$$M_l = 0{,}16M_c. \tag{3.30}$$

Raportul K se obține prin planimetrarea diagramelor de momente a grinzilor continui cu 2, 3, 4 și 5 deschideri egale, separat pentru sarcini permanente (M^g_{max}) și sarcini utile ($M^{(p)}_{max}$), momente obținute cu coeficienții Winkler, obținîndu-se evident coeficienții corespunzători ψ^g_t și ψ^p_t.

Relația de legătură între ψ_t și ψ^g_t și ψ^p_t este

$$\psi_t = \frac{\psi^g_t M^g + \psi^p_t M^p}{M^g + M^p} = \frac{\psi^g_t + \lambda\psi^p_t}{1+\lambda}. \tag{3.31}$$

Valorile determinate pentru ψ^g_t și ψ^p_t sînt date în tabela 3.2

Tabela 3.2

		Numărul deschiderilor							
		2		3		4		5	
		ψ^g_t	ψ^p_t	ψ^g_t	ψ^p_t	ψ^g_t	ψ^p_t	ψ^g_t	ψ^p_t
Secțiune constantă		3,46	2,12	2,75	1,97	3,45	2,10	3,61	2,09
Secțiune variabilă cu o singură treaptă	$\delta_1 = \frac{2}{3}\delta$	1,83	1,63	1,905	1,54	2,185	1,61	2,24	1,60
	$\delta_2 = \frac{1}{2}\delta$	2,18	1,74	1,85	1,64	2,09	1,71	2,10	1,72
Secțiune variabilă cu două trepte		1,53	1,55	1,73	1,48	1,92	1,54	1,96	1,55

3.22. *Secțiune variabilă.* Pentru a se reduce consumul de metal se obișnuiește ca să se adapteze secțiunea grinzii la variația diagramei de momente. Această adaptare se poate face prin:

a) variația grosimii platbenzilor (δ), lățimea (b) rămînînd constantă;

b) variația lățimii platbenzilor (b), grosimea fiind de această dată constantă. Această variație se poate face continuu sau brusc;

c) variația înălțimii grinzii;

d) combinații între a) b) cu c).

Ținînd seama de o execuție mai simplă, vom lua în considerare cazul a), sudura de legătură între platbenzile cu grosime diferită se consideră că se execută sub un unghi de 45°.

Reducerea grosimii platbenzilor se va face de la δ la:

$$\delta_1 = \frac{2}{3}\delta \quad \text{sau} \quad \delta_2 = \frac{1}{2}\delta.$$

3.221. *Grindă cu platbenzi* δ *și* δ_1. Notînd:

$$\delta \approx 0{,}02h \qquad H = 1{,}04h$$

$$\delta_1 \approx 0{,}0133h \quad H_1 \approx 1{,}0267h. \tag{3.32}$$

Pentru secțiunea cu platbenzi δ, valorile I, W și M_c rămîn aceleași ca la secțiunea constantă.

Pentru secțiunea cu tălpile δ_1

$$I_1 = \frac{bH_1^3}{12} - \frac{(b-t)h^3}{12}$$

înlocuind se ajunge

$$I = 0{,}0027h^4 \tag{3.33}$$

iar

$$W_1 = 0{,}00526h^3. \tag{3.34}$$

Momentul capabil al grinzii cu tălpile δ_1 este

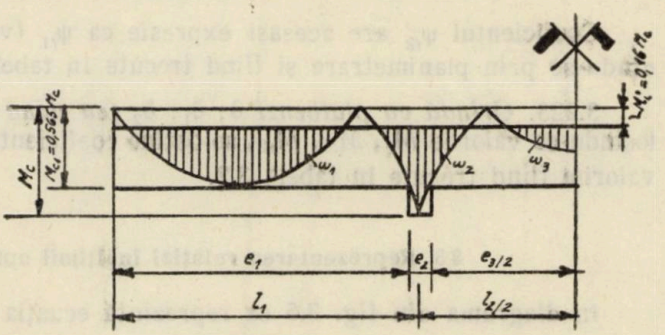


Fig. 3.5

$$M_{c1} = W_1\sigma_a = 0{,}00526h^3\sigma_a \tag{3.35}$$

iar

$$\rho_1 = \frac{M_{c1}}{M_c} = \frac{0{,}00526h^3\sigma_a}{0{,}00933h^3\sigma_a} \cong 0{,}565 \tag{3.36}$$

deci

$$M_{c_1} = 0{,}565M_c. \tag{3.37}$$

Coeficientul constructiv al tălpilor în acest caz se determină cu: (vezi și fig. 3.5),

$$\psi_{t1} = \frac{\sum (M_c - M_i)e}{\sum \omega}. \tag{3.38}$$

Valorile ψ_{t1} în funcție de numărul deschiderilor precum și în funcție de sarcină (g sau p) se determină prin planimetrare, valorile fiind trecute în tabela 3.2.

3.222. *Grindă cu platbenzi* δ *și* $\delta_2 = \frac{1}{2}\delta$. Notînd:

$$\delta_2 = \frac{1}{2}\delta = 0{,}01h; \quad H_2 = 1{,}02h.$$

Găsim

$$I_2 = 0{,}0022h^4$$

iar

$$W_2 = 0{,}00432h^3 \tag{3.39}$$

și

$$M_{c2} = 0{,}00432h^3\sigma_a \tag{3.40}$$

și

$$\rho_2 = \frac{M_{c2}}{M_c} = 0{,}463 \tag{3.41}$$

deci

$$M_{c2} = 0{,}463M_c\,. \tag{3.42}$$

Coeficientul ψ_{t2} are aceeași expresie ca ψ_{t1} (vezi 3.38), valorile obținându-se prin planimetrare și fiind trecute în tabela 3.2.

3.223. *Grindă cu platbenzi* δ; δ_1; δ_2 *(cu două trepte de variație).* Folosindu-se valorile M_c, M_{c1}, M_{c2}, se obține coeficientul ψ_{t3} prin planimetrare, valorile fiind trecute în tabela 3.2.

3.3. Reprezentarea relației înălțimii optime (3.22)

In diagrama din fig. 3.6 se reprezintă ecuația (3.22) în funcție de

— înălțime optimă h, ca ordonată;

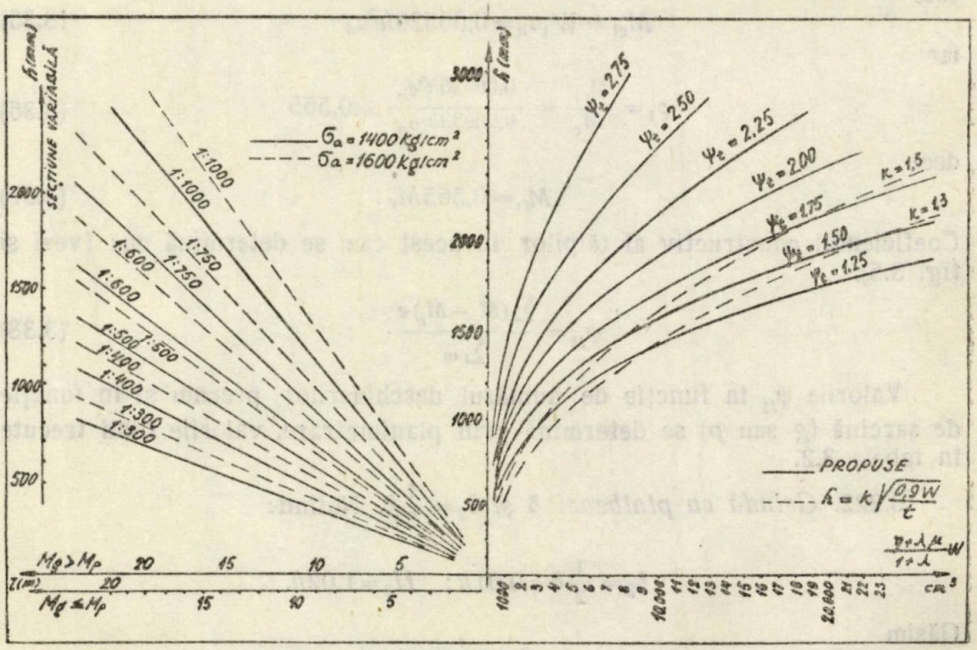


Fig. 3.6

— modulul de rezistență redus $\frac{\eta+\lambda\mu}{1+\lambda}$ ca abscisă, reprezentarea făcîndu-se pentru următoarele valori ale coeficientului constructiv $\psi_t=1{,}25$; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,50; 2,75.

4. EXEMPLU DE CALCUL

Să se stabilească înălțimea unei grinzi cu inimă plină sudată, de secțiune constantă, cu trei deschideri a 15,00 m, încărcată cu

— sarcină permanentă $g=1{,}10$ t/m

— sarcină utilă mobilă $p=3{,}70$ t/m

obținute în ipoteza I-a de încărcare.

4.1. Calculul momentelor de încovoiere se face cu coeficienții Winkler, obținîndu-se:

$$M_5^g=18{,}55tm; \quad M_5^p=24{,}75tm \quad \beta_5=1{,}335$$

$$M_{10}^g=-24{,}75tm; \quad M_{10}^p=-97{,}40tm \quad \lambda=3{,}935$$

4.2. Stabilirea înălțimii pe considerentul de rigiditate se face cu ajutorul diagramei, $f/l=\frac{1}{500}$, valorile pe abscisă l, determinîndu-se pentru cazul $M_p>M_g$, adică se caută pe scara $1{,}1l$.

Se obține $h\geqslant 1020$ mm.

4.3. Determinarea înălțimii optime. Se calculează:

$$\frac{\eta+\lambda\mu}{1+\lambda}=\frac{0{,}447+3{,}935\times 0{,}581}{1+3{,}935}=0{,}555$$

iar

$$W_{nec}=\frac{M_{10}^g+M_{10}^p}{\sigma_a}=\frac{12\,215\,000}{1400}=8725 \text{ cm}^3.$$

în diagramă (sau rezolvînd ecuația 3.22) pentru

$$\frac{\eta+\lambda\mu}{1+\lambda}W_{nec}=4807 \text{ cm}^3$$

și pentru coeficientul constructiv al tălpii (3.31) (înlocuind valorile din tabela 3.2)

$$\psi_t=\frac{\phi_t^g+\lambda\phi_t^p}{1+\lambda}=\frac{2{,}75+3{,}935\times 1{,}97}{1+3{,}935}=2{,}13$$

se obține ca înălțime optimă

$$h_{opt}=1530 \text{ mm}.$$

Adaptîndu-se pentru $h_{in}=1500$ mm, înălţime care asigură rigiditatea suficientă, se poate alcătui secţiunea cu:

— inimă 1500×10

— tălpi 300×12

realizîndu-se un efort unitar efectiv $\sigma=1342$ kg/cm^2.

Pentru a se verifică dacă pentru h_{opt} greutatea totală a grinzii este minimă, se va calcula grinda cu diferitele valori pentru h, variindu-se doar h şi lăţimea tălpii, evident rezistenţa fiind aceeaşi. Greutatea totală (ţinînd seama şi de rigidizări) obţinută pentru diferite valori ale lui h, este reprezentată în fig. 4.1.

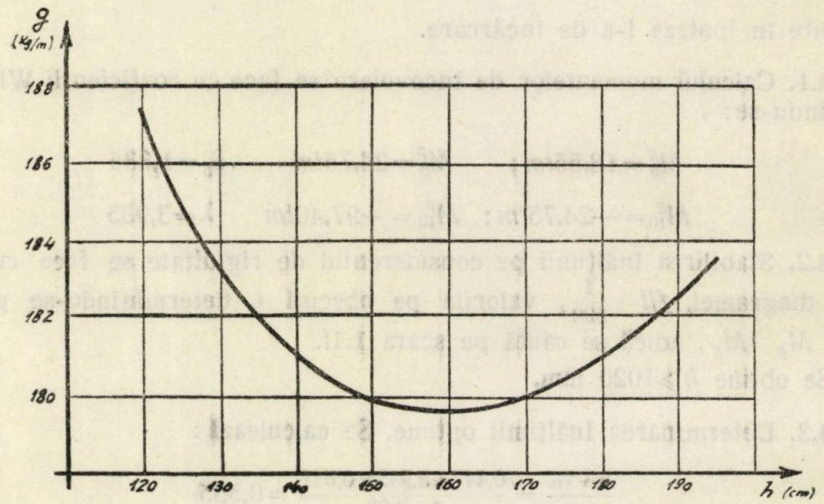


Fig. 4.1

Din diagramă se poate observa că pentru o variaţie cu 10—20% a înălţimii h faţă de h_{opt}, greutatea grinzii creşte cu 1,5—2%.

5. CONCLUZII FINALE

a) Din analiza coeficienţilor constructivi ai tălpii (vezi tabela 3.2) rezultă că utilizarea secţiunii constante, mai ales în cazul sarcinilor permanente predominante (valori mari pentru ψ_t), este neraţională, grinda fiind utilizată neeconomic (există o mare diferenţă între variaţia momentelor efective, faţă de cele capabile). In cazul că considerentele constructive permit, se vor prefera grinzi cu secţiune variabilă.

b) In general problema asigurării rigidităţii grinzii nu se pune în cazul grinzilor continui pentru săgeţi admisibile obişnuite.

c) Pentru comparație s-a trasat în diagrama și expresia $h_{opt}=K\sqrt{\frac{0{,}9W}{t}}$ ($K=1{,}3$ secțiune variabilă, $K=1{,}5$ secțiune constantă) cu care se determină actualmente h_{opt}. După cum rezultă h_{opt} diferă.

d) Relațiile și diagrama propusă prezintă următoarele avantaje:

— determinarea simplă și rapidă a înălțimii optime (h_{opt}) din punct de vedere al consumului minim de oțel, precum și înălțime minimă (h_{min}) ținînd seama de rigiditate, valorile h_{opt} și h_{min} putîndu-se imediat compara, dacă e cazul;

— se ține seama de variația secțiunii și a numărului de trepte de variație;

— se ține seama de raportul momentelor din sarcina utilă față de cele din sarcină permanentă;

— se ține seama de numărul deschiderilor.

ОПТИМАЛЬНАЯ ВЫСОТА СПЛОШНЫХ СВАРНЫХ БАЛОК С ПОЛНОЙ СЕРДЦЕВИНОЙ

(РЕЗЮМЕ)

Для изготовления балок с полной сердцевиной необходимо установить следующие параметры:

— минимальную высоту, имея в виду прогиб;

— оптимальную высоту, так чтобы полный вес балки (полки, сердцевины, ребра) был наименьшим.

Определение этих высот производится принимая во внимание число пролетов, изгибающий момент (постоянные и полезные нагрузки) и изменение сечения. Результаты сведены в диаграмме, при помощи которой легко определяется минимальная высота (условие прогиба) и оптимальная высота (минимальный расход), в зависимости от допустимого прогиба, пролета, требуемого модуля прочности, отношения изгибающего момента постоянной нагрузки к полезной, числа пролетов, изменения толщины ленты.

Работа содержит численный пример.

LA HAUTER OPTIMA DES PONTRES CONTINUES À ÂME PLEINE SOUDÉES

(RÉSUMÉ)

Pour réaliser les pontres économiques à âme pleine soudées on établit, en tenant compte des normes en vigueur:

— la hauteur minima basée sur des considérations de flèche;

— la hauteur optima de manière que le poids total de la poutre (coeur, semelles, raidissements) soit minimum.

On établit ces hauteurs en tenant compte du nombre des ouvertures, de moment de flexion (charges permanentes et utiles) et de la variation de la section.

Les résultats sont portés sur un diagramme à l'aide duquel on peut déterminer rapidement la hauteur minima (condition de flèche) et la hauteur optima (consomation minime) en fonction de la flèche admissible, de l'ouverture, du module de résistance nécessaire, du rapport entre les moments de flexion dela cherge permanente et utile, du nombre des ouvertures, et de la variation de l'épaisseur des plates-bandes.

Le travail est suivi d'un exemple numérique.

DESPRE CONSUMUL DE ENERGIE FOLOSIT IN PROCESUL DE INFIGERE A ELEMENTELOR PRIN VIBRARE

DE

PĂUNESCU MARIN

Comunicare prezentată în Sesiunea Ştiinţifică a cadrelor didactice din 7 — 14 aprilie 1962

In lucrările anterioare publicate în cadrul buletinului ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timişoara [2] şi [3], au fost publicate relaţii şi metode de calcul ce pot fi folosite la determinarea parametrilor vibratorului necesar pentru înfigerea unui element într-un pămînt cunoscut.

In felul acesta proiectanţii unor astfel de utilaje pot determina momentul şi frecvenţa excentricilor precum şi greutatea vibratorului respectiv. Pentru antrenarea vibratorului dimensionat după una din metodele amintite [2[şi [3], este necesar a se determina consumul de energie spre a se putea stabili motorul necesar vibratorului respectiv.

In acest sens pentru calculul energiei consumată de motorul electric al vibratorului (problemă necesară în proiectare) în prezent există un mare număr de propuneri. Totuşi motoarele electice se aleg de obicei, în mod practic, prin comparaţie cu puterea de punere în funcţiune a maşinilor vibratoare existente. Această alegere pe bază experimentală se face desigur datorită imperfecţiunii metodelor de calcul, imperfecţiune ce se explică prin lipsa datelor exacte, în ceea ce priveşte atît rezistenţa pe care o opune pămîntul la mişcarea pilotului cît şi prin complexitatea procesului de înfigere prin vibrare. Desigur că regimul scurt de lucru a vibratorului, prezenţa unor mase considerabile neechilibrate, unele particularităţi de punere în funcţiune a sa, pot în majoritatea cazurilor să fie hotărîtoare pentru alegerea motorului de acţionare. Pornirea vibratorului folosit la înfigere şi smulgerea piloţilor poate fi realizată în 3 situaţii:

1. Pornirea vibratorului la suprafaţa solului — cînd se începe înfigerea.

2. Pornirea vibratorului la o anumită adîncime, cînd datorită unor cauze oarecare s-a întrerupt funcţionarea fără a se fi ajuns la cote de fundare.

3. Pornirea vibratorului pentru un element ce a ajuns în apropiere de cota maximă (cea mai dezavantajoasă).

Din încercările făcute de noi prin măsurători directe asupra consumului de energie în funcţie de adîncimea de scufundare, se constată că puterea consumată se modifică cu adîncimea într-o relaţie în genere complicată. Acest lucru se explică prin schimbarea proprietăţilor pămîntului care în genere sînt variabile cu adîncimea. S-au întîlnit cazuri cînd puterea motorului scădea cu adîncimea mai ales la elemente grele. In genere însă s-a observat că există totdeauna o tendinţă de creştere a consumului de energie cu adîncimea, ca şi cu viteza de înaintare. De aceea pentru calculele practice, asupra consumului de energie ne-am propus stabilirea unei relaţii care să prindă în expresia sa atît pierderile de energie în mecanism prin frecare, pentru punerea în funcţie a excentricilor, etc. cît şi consumul de energie pentru învingerea rezistenţelor pămîntului, expresie care să poată fi particularizată pentru cele 3 situaţii de pornire (1—3) şi care să permită stabilirea consumului de energie în situaţia cea mai nefavorabilă.

Aşa cum s-a arătat în lucrarea [2], mecanismul de înfigere în cazul vibratorului fixat rigid de element, poate fi asimilat cu un oscilator. Considerăm că în cursa de urcare în sus elementul se ridică cu o cantitate $2A$, iar în cea de coborîre, va merge în jos cu o cantitate $2A+X_R$ (spre a avea înfigere).

Notînd prin W_1 consumul de energie în timpul înfigerii, ca fiind egal cu energia consumată prin învingerea rezistenţelor de frecare şi frontală, în înaintarea elementului avem:

Pentru învingerea rezistenţei de frecare pe manta, lucrul mecanic consumat într-o perioadă va fi:

$$L_1=(2A+X_R)F+2AF=F(4A+X_R) \tag{1}$$

De asemeni pentru învingerea rezistenţei frontale lucru mecanic consumat într-o perioadă va fi:

$$L_2=\left(\frac{A}{2}+X_R\right)R \tag{2}$$

cu aceeaşi ipoteză în care am considerat că pămîntul ocupă locul de sub vîrful pilotului, deci R se opune pe un drum mai mare decît X_R adică $\frac{A}{2}+X_R$ (mai ales la nisipuri [3[) unde s-a notat:

A = amplitudinea oscilaţiilor elementului de înfipt;
X_R = pătrunderea într-o perioadă de oscilaţie;
F = forţa de frecare dintre element şi teren la adîncimea unde se calculează consumul de energie;
R = rezistenţa frontală întîmpinată de element la înaintare la adîncimea respectivă.

Insumînd lucrul mecanic într-o perioadă şi împărţind la timpul aferent unei perioade $\left(\frac{2\pi}{\omega}\right)$ vom găsi puterea medie consumată

$$W_1=\frac{(L_1+L_2)\,\omega}{2\pi}=\frac{\left[(4A+X_R)F+\left(\frac{A}{2}+X_R\right)R\right]\omega}{2\pi} \tag{3}$$

$$W_1 = \frac{2A\omega F}{\pi} + \frac{FX_{R^\omega}}{2\pi} + \frac{AR\omega}{4\pi} + \frac{RX_{R^\omega}}{2\pi} \tag{4}$$

cum

$$\frac{X_{R^\omega}}{2\pi} = v \tag{5}$$

unde ω = frecvența de oscilație a elementului.

Avem:

$$W_1 = \left(\frac{2A\omega}{\pi} + v\right)F + \left(\frac{A\omega}{4\pi} + v\right)R \qquad \left[\frac{\text{kg cm}}{\text{sec}}\right] \tag{6}$$

unde: v = cm/sec

F și R în kg.

A în cm.

Ținînd seama de enrgia care se pierde pentru antrenarea masei de pămînt echivalentă (asimilare cu oscilantul (3)),

$$W_2 = \frac{m_e A^2 \omega^2}{2 \cdot 2\pi}\omega = \frac{m_e A^2 \omega^3}{4\pi} \tag{7}$$

Insumînd această energie avem;

$$W_0 = W_1 + W_2 \tag{8}$$

$$W = \left(\frac{2A\omega}{\pi} + v\right)F + \left(\frac{A\omega}{4\pi} + v\right)R + \frac{m_e A^2 \omega^3}{4\pi} \qquad \left[\frac{\text{kg cm}}{\text{sec}}\right]. \tag{9}$$

După transformări expresia va căpăta forma:

$$W = \frac{0{,}736\left[\frac{A\omega}{\pi}\left(2F + \frac{R}{4} + \frac{P_0 K_m}{4}\right) + v(F+R)\right]}{100 \cdot 75\,\eta_{W_2}} \qquad [\text{KW}], \tag{10}$$

Pentru calculul puterii consumate la învingerea frecărilor în mecanismul vibrator, agrenaje etc. Teitlin [1] recomandă o expresie pe care ne-am însușit-o:

$$W_f = \frac{P_0 dnf\, 10^{-5}}{\eta_{W_1}} \tag{11}$$

unde: P_0 = amplitudinea maximă a forței perturbatoare în kg;

d = diametrul fusului axului cu excentrici în cm;

n = numărul de ture al excentricilor în rotații pe minut;

f = un coeficient de frecare în lagăre recomandat de el a fi 0,01.

Insumînd dxpresiile (10) și (11) vom obține consumul total de energie:

$$W = \frac{P_0 dnf\, 10^{-5}}{\eta_{W_1}} + \frac{0{,}736\left[\frac{A\omega}{\pi}\left(2F + \frac{R}{4} + \frac{P_0 K_m}{4}\right) + v(F+R)\right]}{7500\,\eta_{W_2}}. \tag{12}$$

Expresia (12) ne dă consumul total de energie la o adîncime precizată a înfigerii. După cum se vede în expresii s-au folosit notaţiile:

η_{W_1} = coeficient de randament în mecanism, cu valori 0,85—0,90;

η_{W_2} = coeficient de randament în procesul de înfigere cu valori ce oscilează în limite destul de largi şi anume 0,60—0,80;

$K_m = \frac{m_e}{m}$ = raportul dintre masa echivalentă de pămînt pusă în mişcare (m) în procesul de înfigere şi masa ansamblului element vibrator (m), valoarea lui fiind subunitară.

Relaţia (12) pune în evidenţă mai multe observaţii experimentale şi anume:

— Consumul de energie creşte cu produsul $A\omega^2$.

— Dacă creşte greutatea ansamblului element vibrator, vor scădea amplitudinile oscilaţiilor, adică vom avea un consum de energie mai redus.

Tot cu ajutorul relaţiei (12) în cazul cînd se efectuiază smulgeri de elemente prin vibrare, se poate calcula consumul de energie prin particularizarea relaţiei în sensul că se consideră $R=0$ şi o anumită viteză de smulgere, adică:

$$W = \frac{P_0 dnf\, 10^{-5}}{\eta_{W_1}} + \frac{0{,}736\left[\frac{A\omega}{\pi}\left(2F + \frac{P_0 K_m}{4}\right) + vF\right]}{7500\,\eta_{W_2}}. \tag{13}$$

Relaţia stabilită (12) mai pune în evidenţă un lucru interesant şi anume, în cazul cînd ajungîndu-se la un teren compact şi înaintarea se opreşte, deşi elementul continuă să oscileze cu aceeaşi intensitate a vibraţiilor, consumul de energie se reduce. Acest lucru pus în evidenţă în mod experimental de mai multe ori se explică în acest fel şi în mod teoretic prin aceea că viteza fiind nulă se va reduce consumul de energie.

Practic ne interesează consumul maxim de energie, al motorului electric, adică situaţia cînd oscilatorul cu care am asimilat mecanismul foloseşte toată energia de care el dispune. In acest scop vom particulariza relaţia (12), în care considerăm că forţele ce se opun la înaintarea elementului sînt zero dar energia dată de oscilator este în întregime folosită pentru antrenarea masei de pămînt în mişcare, adică $m=m_e$, deci $K_m=1$, această ipoteză fiind făcută pe considerația energetică, de a folosi toată energia de care dispune oscilatorul. Acelaşi lucru se obţine şi prin considerarea energiei totale a oscilatorului dintr-o perioadă, care împărţită la timpul aferent perioadei şi făcînd transformările respective, duce la acelaşi rezultat, adică pentru termenul al doilea din expresia (12) avem:

$$W' = \frac{mA\omega^2}{2} \cdot \frac{\omega}{2\pi} \cdot \frac{0{,}736}{7500\,\eta_{W_2}} = \frac{0{,}736\, GA^2\omega^3}{4\pi g\, 7500\,\eta_{W_2}} = \frac{0{,}736\, M^2\omega^2}{4\pi G g\, 7500\,\eta_{W_2}} \tag{14}$$

sau înlocuind pe g şi aproximînd unele valori ale calculelor respective vom avea:

$$W' = \frac{M^2\omega^3\, 10^{-7}}{4\pi G \eta_{W_2}} \tag{15}$$

unde s-a considerat $M \approx AG$ lucrarea [2].

Adunînd valoarea energiei consumată în mecanism după Teitlin vom obține expresia consumului de energie a motorului în cazul cel mai defavorabil:

$$W_{max} = \frac{P_0 dnf\, 10^{-5}}{\eta_{W_1}} + \frac{M^2\omega^3\, 10^{-7}}{4\pi G \eta_{W_2}}. \qquad (16)$$

Ocupîndu-ne de modul în care rezultatele experimentale sînt în concordanță cu cele obținute prin calcul pe baza relațiilor stabilite, vom prezenta în cele ce urmează cîteva rezultate din cadrul cercetărilor făcute. Folosind în acest scop vibratorul VE3, pe șantierul Complex Social Studențesc din Timișoara în vara anului 1961 s-au făcut înfigeri pentru țeava cu diametrul de 100 mm și lungime de 3,50 m (tabela 1).

Tabela 1

Valori ale consumului de energie în funcție de adîncimea de înfigere, la introducerea prin vibrare a unei țevi ∅ 100 mm într-un nisip mic și mijlociu saturat

Nr. crt.	Cota m	Viteza cm/sec.	M kgcm	G kg	ω sec^{-1}	W (kW)	
						calculat	măsurat
1	0,5	4,55				1,34	1,25
2	1,0	4,15				1,46	1,40
3	1,5	4,00	35	166	208	1,58	1,50
4	2,0	3,80				1,69	1,56
5	2,5	2,85				1,75	1,80
6	3,0	0,50				1,78	1,90

Aplicînd relația (12) și ținînd cont de caracteristicile geotehnice ale pămîntului în care a avut loc înfigerea, de elementul de înfipt precum și de expresiile ce dau pe F și R din lucrările [2] și [3] s-a calculat consumul de energie la adîncimi ce cresc din 0,5 în 0,5 m. Măsurînd la aceleași cote valorile înregistrate de un kilowatmetru introdus în circuit se constată o bună concordanță între valorile calculate și cele măsurate.

Făcînd o reprezentare grafică a rezultatelor obținute prin calcul și măsurători (fig. 1) se constată o creștere a consumului de energie cu adîncimea, care într-o mică aproximație practică poate fi considerată liniară.

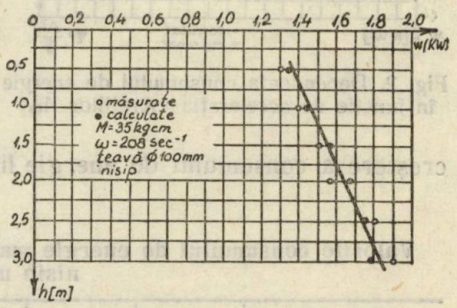


Fig. 1 — Dependența consumului de energie în funcție de adîncimea de înfigere

In felul acesta se poate aprecia că într-adevăr consumul de energie crește cu adîncimea de înfigere a elementului, dacă pămîntul în care are loc înfigerea este relativ omogen (cazul de față).

Făcînd măsurători ale consumului de energie pentru cazul înfigerii maxime a elementului, în cazul aceleiași țevi, dar la valori diferite ale momentului excentricilor (respectiv amplitudinilor), prezentăm în tabela 2 rezultatele obținute prin calcul precum și valorile măsurate ale consumului de energie.

Tabela 2

Valorile consumului de energie maximă la înfigerea unei țevi ∅ 100 mm, în nisip mic și mijlociu

Nr. crt.	M kgcm	G kg	A cm	ω sec^{-1}	η_{w_1}	η_{w_2}	W (kW)		h_{max} m	
							calculat	măsurat	calculat	măsurat
1	10		0,10				0,19	0,20	0,06	0,10
2	15		0,15				0,31	0,35	0,78	0,60
3	19	100	0,19	156	0,85	0,6	0,43	0,48	1,05	0,90
4	28		0,28				0,76	0,84	2,07	2,00
5	35		0,35				1,10	1,10	3,18	3,00
6	40		0,40				1,33	1,24	3,93	3,45

Valorile calculate în tabela 2 s-au făcut pe baza stabilirii mai întîi a adîncimii de înfigere, care la rîndul său depinde de amplitudinea oscilațiilor (1) și (2), crescînd cu aceasta (ultimele coloane). Folosind calculele și măsurătorilor făcute, în fig. 2 se prezintă dependența consumului de energie în funcție de raportul dintre accelerația vibrațiilor și accelerația gravitațională $\left(\eta = \frac{A\omega^2}{g}\right)$.

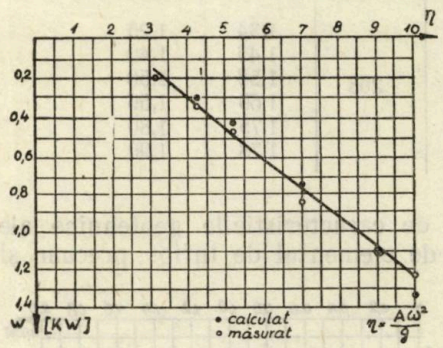


Fig. 2. Dependența consumului de energie în funcție de accelerația vibrațiilor $A\omega^2$

De fapt, cum accelerația gravitațională este o constantă rezultă că creșterea consumului de energie depinde de produsul $A\omega^2$, și anume fiind într-o creștere liniară (într-un pămînt omogen).

Variind factorul η prin schimbarea frecvenței oscilațiilor (tabela 3), se constată același lucru, adică avem o creștere a consumului de energie liniară în funcție de accelerația vibrațiilor.

Tabela 3

Valorile consumului de energie maxim la înfigerea unei țevi ∅ 100 mm, în nisip mic și mijlociu

Nr. crt.	ω sec^{-1}	M kgcm	G kg	A cm	η_{w_1}	η_{w_2}	W (kW)	
							calculat	măsurat
1	156						1,10	1,10
2	208	35	100	0,35	0,85	0,60	2,29	2,20
3	265						4,35	3,60

Valorile întabulate în tabela 3, se referă la adîncimea corespunzătoare fiecărui caz în parte din cele trei situații ale frecvenței de oscilații, punînd în evidență diferență între calcul și măsurători îndeosebi pentru o creștere pronunțată a factorului η.

Făcînd măsurători și calcule asupra consumului de energie în funcție de greutatea ansamblului element vibrator, în tabela 4 prezentăm cîteva valori obținute.

Tabela 4

Valorile consumului de energie în funcție de greutatea ansamblului element vibrator, la înfigerea țevii cu diametrul de 100 mm în nisip mic și mijlociu

Nr. crt.	G kg	M kgcm	ω sec^{-1}	A cm	η_{w_1}	η_{w_2}	W (kW)	
							calculat	măsurat
1	100			0,35			1,10	1,10
2	125	35	156	0,28	0,85	0,60	0,90	0,90
3	166			0,21			0,85	0,80

Rezultatele calculelor și măsurătorilor se referă la situația cea mai defavorabilă, respectiv corespunzătoare fiecărui caz în parte de înfigere. Folosind valorile menționate s-a alcătuit diagrama din fig. 3.

Din analiza diagramei din fig. 3 rezultă că pe măsură ce crește greutatea ansamblului element vibrator, consumul energiei se reduce. De altfel acest lucru se explică și prin aceea că, de fapt creșterea lui G, duce la scăderea lui A, deci a factorului $A\omega^2$, de care așa cum s-a văzut, depinde direct consumul de energie.

Folosind rezultatele unor măsurători făcute la înfigerea unei țevi ∅ 110 mm cu ajutorul vibratorului VE1, în fig. 4 prezentăm dependența intensității curentului de adîncime, în cazul unor încărcări directe (curba 1) precum și în cazul încărcărilor în trepte (punctat).

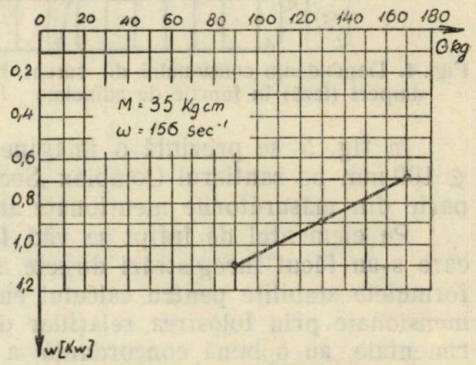


Fig. 3. Dependența consumului de energie în funcție de greutatea ansamblului element vibrator

Curba 1 se referă la situația în care s-a folosit vibratorul VE1 cu următorii parametri: $M=180$ kgcm; $n_{ex}=1200$ rot/min; $G=400$ kg; iar curba punctată pentru primii 2 m folosește vibratorul cu parametrii anteriori, iar la 2 m se încarcă cu 240 kg greutăți suplimentare și la 5 m cu încă 160 kg greutăți suplimentare.

Prin încărcările în trepte se observă o întrerupere a consumului de energie cu adîncimea, care apoi se restabilește ca aliură de pantă, în sensul creșterii cu adîncimea. De fapt în fig. 4 se ilustrează concluziile anterioare, referitoare pe de o parte la creșterea consumului de energie cu adîncimea,

iar pe de altă parte la scăderea acestuia cu greutatea ansamblului element vibrator. In încheiere, menționăm că în limita unor erori practic admisibile, dacă se apreciază cu suficientă exactitate reziztențele ce le opune pământul la înaintarea elementelor, expresiile stabilite pot fi folosite cu succes.

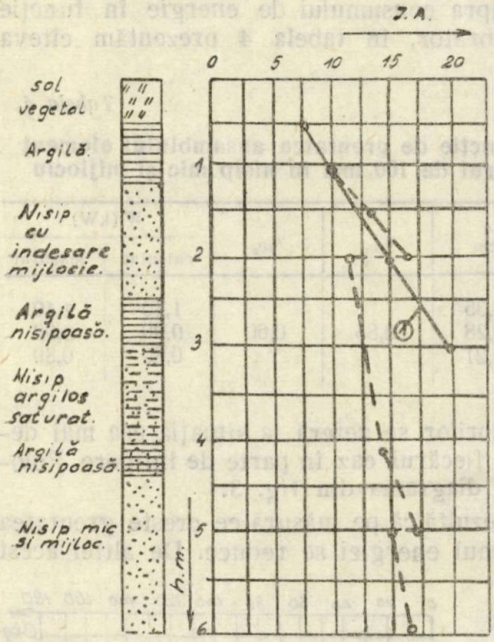


Fig. 4. Dependența consumulni de curent în amperi (fază) în funcție de adîncime

Fig. 5. Imaginea din timpul unei înfigeri cu vibratorul VE3

In fig. 5 se prezintă o imagine din timpul unei înfigeri a țevii cu ∅ 100 mm pe șantierul Complex Social Studențesc, unde au fost făcute o parte din măsurătorile menționate anterior.

Pe elementul de înfipt se văd lipite fîșiile de hîrtie (milimetrică) pe care s-au făcut înregistrări directe asupra mărimii amplitudinilor. Aplicînd formulele stabilite pentru calculul energiei și în cazul altor vibratoare, dimensionate prin folosirea relațiilor din lucrările [2] și [3], rezultatele experimentale, au o bună concordanță a acestora cu măsurătorile făcute. De aceea relațiile menționate se recomandă în practica de proiectare a unor astfel de utilaje.

К РАСХОДУ ЭНЕРГИИ ПРИ ВИБРОПОГРУЖЕНИИ ЭЛЕМЕНТОВ

(РЕЗЮМЕ)

Настоящая работа является дополнением к работам (2) и (3), опубликованным автором в настоящем Бюллетене.

Устанавливаются расчетные зависимости для расхода энергии потребляемой при вибропогружении и извлечении свай, труб и шпунта.

Теоретические результаты проверяются опытным путем и находится полное соответствие. Также из таблиц и графиков находится зависимость между расходом энергии, амплитудой и часотой колебаний вибропогружаемого элемента, а также весом ансамбля элемент-вибратор.

SUR LA CONSOMMATION D'ÉNERGIE UTILISÉE DANS LE PROCESSUS D'ENFONCEMENT DES ÉLÉMENTS PAR VIBRATION

(RÉSUMÉ)

Ce travail vient compléter deux autres travaux antérieurs, publiés dans le même Bulletin [2] et [3].

On établit des relations de calcul pour la consommation d'énérgie nécessaire dans le processus d'enfoncement des pilots, des tubes et des palplanches, ainsi que pour leur arrachement.

La vérification expérimentale des résultats théoriques montrent une bonne concordance avec les calculs.

De même, par les données numériques des tableaux et par les diagrammes présentés, on montre la dépendence de la consommation d'énergie, de l'amplitude et de la fréquence des oscillations de l'élément implanté, ainsi que du poids de l'ensemble élément-vibrateur.

BIBLIOGRAFIE

1. Teitlin M. G., O primeneni vrașciatelnîh i vintovîh kolebanii dlia pagrujenia svai obolocek. Trudî V. N. I. I G. S. sbornik no. 10, Teoria i praktika primenenia v stroitelstve metoda vibraționnogo pagrujenia cvai. 1958.
2. Păunescu Marin., Metode practice pentru determinarea parametrilor vibratorului folosit la înfigerea piloților, Buletinul Științific și Tehnic al Institutului Politehnic Timișoara Tomul 6/1961.
3. Păunescu Marin, Relații de calcul pentru înfigerera și smulgerea prin vibrare a piloților, tuburilor și palplanșelor, Buletinul Științific și Tehnic al Institutului Politehnic Timișoara Tomul 7/1962.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI PROIECTAREA MAȘINILOR VIBROPERCUTANTE FOLOSITE LA ÎNFIGEREA PILOȚILOR

DE

GH. SILAȘ, M PĂUNESCU, I. GROȘANU, L. N. BRÎNDEU

Comunicare prezentată la cea de a IX-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din IPT din 7—14 aprilie 1962

Creșterea considerabilă a investițiilor pentru lucrările de construcții, concretizată printr-un mare număr de șantiere hidrotehnice, construcții industriale, poduri, etc. necesită mecanizarea complexă a tuturor proceselor de producție. Acest lucru cere cercetătorilor și inginerilor din țara noastră, să creeze noi mașini de construcții cu o productivitate sporită, proiectate pe bază de studii și cercetări care să satisfacă cerințele tehnicii actuale.

Pentru înfigerea piloților și palplanșelor în pământ, operație des întîlnită pe marile șantiere de construcții, se aplică în ultimul timp, îndeosebi în U.R.S.S., metoda vibrațiilor. Această metodă care începe să fie folosită și în țara noastră, s-a dovedit a prezenta mari avantaje tehnico-economice îndeosebi pentru pămînturile de îndesare și consistență mai mică și mai ales pentru nisipuri. Pentru pămînturile mai dense și în special în cele coezive metoda devine mai puțin eficientă. In aceste cazuri, experiențele arată că se poate spori eficiența prin folosirea combinată a vibrațiilor cu percuții. In acest fel se reușește să se perforeze pachete de astfel de pămînturi pe grosimi mai mari și cu viteze sporite. Mecanismele folosite se compun dintr-un generator de vibrații cu mase excentrice și dintr-o masă percutantă prinsă elastic de pilot.

In literatură [8] întîlnim două cazuri constructive în legătură cu masa percutantă. In primul caz masa percutantă o formează chiar generatorul de vibrații. In al doilea caz masa percutantă este alcătuită dintr-o placă separată, prinsă printr-un resort de contraplaca de pe capătul pilotului și prin alt resort de generator. Resortul dintre generator și masa percutantă are rolul de a scoate generatorul de sub influența efectului percuțiilor dintre masa percutantă și pilot (palplanșă).

I. STUDIUL TEORETIC ASUPRA VIBROPERCUȚIEI CU TREI GRADE DE LIBERTATE

1. Fenomenele ce apar în funcționarea mecanismelor vibropercutante sînt destul de complicate. Din această cauză este necesar să se introducă anumite simplificări. Astfel dacă masa percutantă este chiar generatorul de vibrații, s-au făcut studii pe două scheme de calcul: prima cu un grad de libertate, generatorul fiind prins cu un resort de pilotul considerat fix [2], a doua schemă cu două grade de libertate, generatorul fiind prins în același fel de pilot, acesta însă se presupune că în urma percuției efectuează vibrații (teren elastic) [2], [3]. Dacă masa percutantă este separată de generatorul de vibrații cum am arătat mai sus, s-au făcut studii pînă în prezent [6] pe o singură schemă de calcul cu două grade de libertate considerînd pilotul fix [2], [4]. Folosind metoda arătată în [2] vom face studiul pe o schemă cu trei grade de libertate considerînd masa percutantă separată de generatorul de vibrații și presupunînd că în urma percuției, contraplaca (pilotul) efectuează vibrații (teren elastic) (fig. 1).

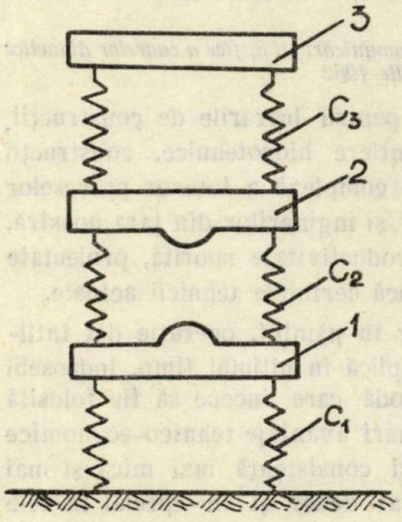


Fig. 1. Schema mecanismului vibropercutant

Forța perturbatoare determinată de excentricile generatorului de vibrații este

$$P = \frac{Q_0 \varepsilon}{g} \omega^2 \cos(\omega t + \varphi)$$

unde ε reprezintă excentricitatea celor două mase ale generatorului, iar Q_0 greutatea lor. Ecuațiile diferențiale ale mișcărilor celor trei mase între două percuții succesive sînt:

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{g}\ddot{x}_1 + C_1 x_1 + C_2(x_1 - x_2) &= -Q_1 \\ \frac{Q_2}{g}\ddot{x}_2 + C_2(x_2 - x_1) + C_3(x_2 - x_3) &= -Q_2 \\ \frac{Q_3}{g}\ddot{x}_3 + C_3(x_3 - x_2) &= P - Q_3 \end{aligned} \qquad (1)$$

unde x_1, x_2, x_3 reprezintă deplasările din poziție de echilibru a elementului (pilot, palplanșă, etc.) a masei percutante și a generatorului de vibrații, iar C_1, C_2, C_3, constantele elastice ale pămîntului și ale resoartelor vibratorului.

Din (1) vom considera, în primul rînd sistemul omogen pentru care vom lua soluții sub formă de vibrații armonice de aceeași pulsație și fază

$$x_i = A_i \cos(\xi \omega t + \varphi); \quad (i = 1, 2, 3). \qquad (2)$$

In acest fel, pentru determinarea amplitudinilor A_i obținem următorul sistem linear și omogen de ecuații algebrice

$$\left(C_1+C_2-\frac{Q_1}{g}\xi^2\omega^2\right)A_1-C_2A_2=0$$

$$-C_2A_1+\left(C_2+C_3-\frac{Q_2}{g}\xi^2\omega^2\right)A_2-C_3A_3=0 \qquad (3)$$

$$-C_3A_2+\left(C_3-\frac{Q_3}{g}\xi^2\omega^2\right)A_3=0.$$

Condiția de compatibilitate este

$$\begin{vmatrix} C_1+C_2-\frac{Q_1}{g}\xi^2\omega^2 & -C_2 & 0 \\ -C_2 & C_2+C_3-\frac{Q_2}{g}\xi^2\omega^2 & -C_3 \\ 0 & -C_3 & C_3-\frac{Q_3}{g}\xi^2\omega^2 \end{vmatrix}=0. \qquad (4)$$

Cu notațiile folosite în [2], [3], [4] și anume

$$\lambda_1^2=\frac{C_1g}{Q_1};\quad \lambda_2^2=\frac{C_2g}{Q_2};\quad \lambda_3^2=\frac{C_3g}{Q_3}$$

$$\eta_1=\frac{\lambda_1}{\omega};\quad \eta_2=\frac{\lambda_2}{\omega};\quad \eta_3=\frac{\lambda}{\omega}$$

$$\frac{Q_2}{Q_1}=\mu;\quad \frac{Q_3}{Q_2}=\nu$$

ecuația (4) se mai scrie

$$\xi^6-[\eta_1^2+(1+\mu)\eta_2^2+(1+\nu)\eta_3^2]\xi^4+[\eta_1^2\eta_2^2+(1+\mu+\mu\nu)\eta_2^2\eta_3^2+$$
$$+(1+\nu)\eta_1^2\eta_3^2]\xi^2-\eta_1^2\eta_2^2\eta_3^2=0. \qquad (4')$$

Din această ecuație, de gradul trei în ξ^2, determinăm rădăcinile ξ_1^2, ξ_2^2, ξ_3^2, cu ajutorul cărora găsim pulsațiile proprii ale sistemului de ecuații (1).

Fiecărei pulsații proprii $\xi_s\omega$ ($s=1, 2, 3$) îi corespunde un mod normal de vibrație a sistemului omogen, conform ecuațiilor

$$x_{is}=A_{is}\cos(\xi_s\omega t+\psi_s);\quad (i=1, 2, 3). \qquad (5)$$

Constantele A_{is} se determină din sistemul (3). Dacă notăm cu B_s constanta A_{3s}, pentru celelalte două găsim valorile

$$A_{1s}=\alpha_sB_s;\quad A_{2s}=\beta_s\cdot B_s$$

unde

$$\alpha_s=\frac{\mu\eta_2^2(\eta_3^2-\xi_s^2)}{\eta_3^2(\eta_1^2+\mu\eta_2^2-\xi_s^2)};\quad \beta_s=\frac{\eta_3^2-\xi_s^2}{\eta_3^2}.$$

In soluția (5) apar două constante arbitrare: ψ_s (faza la originea timpului) și B_s (amplitudinea masei a treia).

Soluția generală a sistemului omogen rezultă din suprapunerea celor trei moduri de vibrații ce corespund celor trei rădăcini ale ecuației (4). Ea va depinde de șase constante arbitrare ψ_s și B_s $(s=1, 2, 3)$.

Soluția generală a sistemului neomogen (1) o vom obține adăugînd soluției generale a sistemului omogen, două soluții particulare corespunzătoare forței perturbatoare și greutăților. Se obține astfel soluția generală sub forma

$$x_1 = a_1 \cos(\omega t+\varphi) + \sum_{s=1}^{3} \alpha_s B_s \cos(\xi_s \omega t+\psi_s) - x_{1c}$$

$$x_2 = a_2 \cos(\omega t+\varphi) + \sum_{s=1}^{3} \beta_s B_s \cos(\xi_s \omega t+\psi_s) - x_{2c} \qquad (6)$$

$$x_3 = a_3 \cos(\omega t+\varphi) + \sum_{s=1}^{3} B_s \cos(\xi_s \omega t+\psi_s) - x_{3c}.$$

In formulele (6) s-au făcut următoarele notații:

$$a_1 = -\frac{Q_0 \varepsilon}{Q_1} \cdot \frac{\eta_2^2 \eta_3^2}{(1-\xi_1^2)(1-\xi_2^2)(1-\xi_3^2)}$$

$$a_2 = -\frac{Q_0 \varepsilon}{Q_1} \cdot \frac{\eta_3^2 (\mu \eta_2^2 + \eta_1^2 - 1)}{\mu (1-\xi_1^2)(1-\xi_2^2)(1-\xi_3^2)} \qquad (6')$$

$$a_3 = -\frac{Q_0 \varepsilon}{Q_1} \cdot \frac{\mu \eta_2^2 (\nu \eta_3^2 - 1) + (\eta_1^2 - 1)(\nu \eta_3^2 + \eta_2^2 - 1)}{\mu \nu (1-\xi_1^2)(1-\xi_2^2)(1-\xi_3^2)}$$

și

$$x_{1c} = \frac{Q_1+Q_2+Q_3}{C_1}$$

$$x_{2c} = \frac{Q_1+Q_2+Q_3}{C_1} + \frac{Q_2+Q_3}{C_2} \qquad (6'')$$

$$x_{3c} = \frac{Q_1+Q_2+Q_3}{C_1} + \frac{Q_2+Q_3}{C_2} + \frac{Q_3}{C_3}.$$

Am stabilit astfel legile mișcării celor trei mase în intervalul de timp dintre două percuții succesive (6).

Din aceste rezultate se deduce ușor cazul studiat în [2], [4] cînd contraplaca este considerată fixă. Pentru aceasta este suficient a lua în calculele precedente coeficientul C_1 foarte mare.

2. Vom determina acum constantele de integrare din (6) ținînd seama de condițiile la limită existente în momentele ciocnirilor. Fie $K(0<K<1)$ coeficientul de restituire în ciocnirea neelastică dintre masa percutantă și contraplaca de pe capătul pilotului. Vom presupune că perioada T a mișcării masei percutante este de p ori mai mare decît perioada forței perturbatoare produsă de generator $\left(T=\frac{2\pi p}{\omega}\right)$.

Fie $t=0$ începutul mişcării masei percutante după o ciocnire. Atunci $t=T=\frac{2\pi p}{\omega}$ va reprezenta sfîrşitul acestei mişcări şi respectiv momentul începerii ciocnirii următoare. In aceste condiţii va trebui să avem

$$\begin{aligned} x_1(t=0) &= x_1\left(t=\frac{2\pi p}{\omega}\right) \\ x_2(t=0) &= x_2\left(t=\frac{2\pi p}{\omega}\right) \\ x_3(t=0) &= x_3\left(t=\frac{2\pi p}{\omega}\right) \end{aligned} \tag{7}$$

şi

$$x_2(t=0)-x_1(t=0)=-x_0 \tag{8}$$

unde x_0 este mărimea jocului dintre cele două mase care se ciocnesc.

Din primele trei ecuaţii rezultă următoarele valori pentru constantele de integrare ψ_s $(s=1, 2, 3)$

$$\psi_1=-\pi p\xi_1\,;\quad \psi_2=-\pi p\xi_2\,;\quad \psi_3=-\pi p\xi_3\,. \tag{9}$$

Să notăm cu v_1, v_2 vitezele înainte de ciocnire a celor două mase şi cu v_1', v_2' vitezele corespunzătoare după ciocnire. Ţinînd seama de cele de mai sus vom avea

$$v_1=\left(\frac{dx_1}{dx}\right)_{t=\frac{2\pi p}{\omega}};\quad v_2=\left(\frac{dx_2}{dt}\right)_{t=\frac{2\pi p}{\omega}};\quad v_1'=\left(\frac{dx_1}{dt}\right)_{t=0};\quad v_2'=\left(\frac{dx_2}{dt}\right)_{t=0}. \tag{10}$$

Pe de altă parte se ştie că avem [7]

$$\frac{v_2'-v_1'}{v_2-v_1}=-k \tag{11}$$

şi

$$\frac{Q_2}{g}(v_2-v_2')=\frac{Q_1}{g}(v_1'-v_1). \tag{12}$$

Pentru ca generatorul de vibraţii să nu fie supus la şocuri este necesar ca viteza lui să nu fie discontinuă, ceea ce înseamnă că va trebui să avem

$$\dot{x}_3(t=0)=\dot{x}_3\left(t=\frac{2\pi p}{\omega}\right). \tag{13}$$

Din ecuaţiile (11), (12), (13), rezultă valorile de mai jos pentru celelalte trei constante de integrare B_s $(s=1, 2, 3)$

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{(a_2-a_1)(1+k)\delta_1}{(1+\mu)(1-k)\Delta\xi_1}\cdot\frac{\sin\varphi}{\sin\pi p\xi_1} \\ B_2 &= \frac{(a_2-a_1)(1+k)\delta_2}{(1+\mu)(1-k)\Delta\xi_2}\cdot\frac{\sin\varphi}{\sin\pi p\xi_2} \\ B_3 &= \frac{(a_2-a_1)(1+k)\delta_3}{(1+\mu)(1-k)\Delta\xi_3}\cdot\frac{\sin\varphi}{\sin\pi p\xi_3} \end{aligned} \tag{14}$$

BIBLIOTECA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÂNE 1948

unde

$$\Delta=\begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \alpha_1 & \alpha_2 & \alpha_3 \\ \beta_1 & \beta_2 & \beta_3 \end{vmatrix}$$

$$\delta_1=\alpha_3-\alpha_2+\mu(\beta_3-\beta_2)$$

$$\delta_2=\alpha_1-\alpha_3+\mu(\beta_1-\beta_3)$$

$$\delta_3=\alpha_2-\alpha_1+\mu(\beta_2-\beta_1).$$

Să determinăm acum defazajul φ din expresia forței perturbatoare. Pentru aceasta vom face, în prealabil, următoarele notații:

$$F=\frac{1}{(1+\mu)\Delta}\cdot\frac{1+k}{1-k}\cdot\sum_{s=1}^{3}(\alpha_s-\beta_s)\delta_s\frac{\operatorname{cotg}\pi p\xi_s}{\xi_s}$$

$$x_c=x_{2c}-x_{1c};\quad S=\frac{x_0-x_c}{a_1-a_2}.$$

Cu aceste notații ecuația (8) devine

$$\cos\varphi=S+F\sin\varphi \tag{15}$$

de unde rezultă

$$\sin\varphi=\frac{-FS\pm\sqrt{1+F^2-S^2}}{1+F^2}. \tag{16}$$

În felul acesta am determinat toate constantele ce intervin în legile mișcării (6), care acum este complet cunoscută.

3. Să determinăm acum vitezele v_1, v_2, v_1', v_2' obținute prin ciocnire. Din (10) rezultă

$$v_1+v_1'=-2a_1\omega\sin\varphi$$

$$v_2+v_2'=-2a_2\omega\sin\varphi. \tag{17}$$

Din aceste ecuații și din (12) obținem

$$v_1=-\frac{\omega\sin\varphi}{(1+\mu)(1-k)}\{a_1(1-k+2\mu)-a_2\mu(1+k)\}$$

$$v_2=+\frac{\omega\sin\varphi}{(1+\mu)(1-k)}\{a_1(1+k)-a_2[2+\mu(1-k)]\}$$

$$v_1'=-\frac{\omega\sin\varphi}{(1+\mu)(1-k)}\{a_1[1-(1+2\mu)k]+a_2\mu(1+k)\} \tag{18}$$

$$v_2'=-\frac{\omega\sin\varphi}{(1+\mu)(1-k)}\{a_1(1+k)-a_2[2k-\mu(1-k)]\}.$$

Cu aceste valori se calculează pierderea de energie cinetică în timpul unei ciocniri

$$E_c = \frac{\mu Q_1}{2(1+\mu)g}(1-k^2)(v_2-v_1)^2. \tag{18'}$$

Acum putem determina jocul x_0 dintre masele ce se ciocnesc, în aşa fel ca funcţionarea vibratorului să fie optimă, adică efectul ciocnirii să fie maxim. Pentru aceasta vom considera funcţia Φ a vitezei relative a maselor ce se ciocnesc

$$\Phi = \frac{v_2-v_1}{(a_1-a_2)\omega} \tag{19}$$

şi vom pune condiţia ca ea să fie maximă.

Ţinînd seama de (16) şi (18) această funcţie se scrie

$$\Phi = -\frac{2}{1-k}\cdot\frac{-FS \pm \sqrt{1+F^2-S^2}}{1+F^2} \tag{20}$$

în care S se exprimă cu ajutorul jocului x_0 prin ecuaţia (14').

Din condiţia de maxim a funcţiei Φ, adică

$$\frac{d\Phi}{dS} = 0 \tag{21}$$

rezultă

$$S_{opt} = -F. \tag{21'}$$

De aici se deduce valoarea jocului x_0

$$x_0 = x_c + (a_2-a_1)F. \tag{22}$$

Maximul funcţiei Φ este

$$\Phi = -\frac{2}{1-k} \tag{23}$$

Prin urmare, acordarea vibratorului se face conform ecuaţiei (22), valoarea jocului x_0 asigurîndu-se prin măsuri luate asupra arcurilor ce leagă cele două mase care se ciocnesc.

II. ELEMENTE DE CALCUL PENTRU MECANISMELE VIBROPERCUTANTE

1. Se ştie că la înfigerea în pămînt a unui element oarecare (pilot, palplanşă etc.) trebuie să fie învinse atît rezistenţa frontală cît şi cea laterală a pămîntului. Acestea nu rămîn constante ci cresc pe măsura înaintării elementului. De aceea în studiul acestei probleme vom adopta ipoteza că pămîntul este un mediu elastic caracterizat printr-un coeficient de elasticitate ce depinde atît de adîncimea la care se află elementul cît şi de caracteristicile geotehnice ale pămîntului. In schemă acest lucru va fi evidenţiat printr-un arc pentru care comprimarea reprezintă chiar adîncimea la care se află elementul la un moment oarecare.

Oricare ar fi mecanismul folosit, elementul ce trebuie înfipt în pământ nu înaintează continuu. La un moment dat el vibrează în jurul unei adîncimi medii h, reușind să înainteze după învingerea, prin vibrații, a tuturor rezistențelor întîmpinate din partea pămîntului. Dacă facem reprezentarea grafică a adîncimii h, amintită mai sus, ca funcțiune de timp, se obține o curbă de forma dată în fig. 2. Pentru un anumit mecanism de înfigere și pentru un anumit teren se obține o adîncime maximă a elementului. După atingerea acestei adîncimi elementul nu mai înainteaza, ci oscilează în jurul ei.

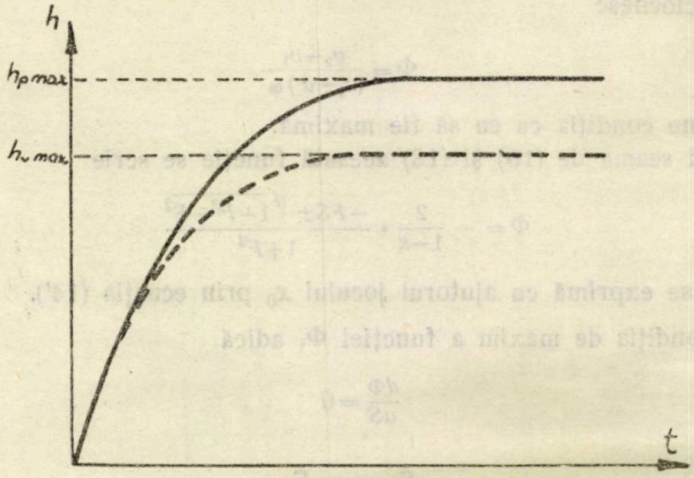


Fig. 2. Variația adîncimii în funcție de timp
a) ——— h_p (adîncimea datorită percuției),
b) ..... h_v (adîncimea datorită vibrării fără percuție)

Mecanismele ce se folosesc la înfigerea elementelor în pămînt trebuie să provoace vibrații a căror frecvență și amplitudine să asigure în modul cel mai favorabil învingerea rezistențelor terenului și astfel să asigure atingerea adîncimii maxime în minimum de timp. Considerînd un pămînt cu anumite caracteristici geotehnice vom compara curbele reprezentative ale adîncimii medii h pentru două tipuri de mecanisme cu aceeași frecvență și amplitudine:

— mecanism numai cu vibrații întreținute, fără percuții (vibrator),
— mecanism cu vibrații și percuții (mecanism vibropercutant).

Pentru vibrator curba reprezentativă a adîncimii de înfigere (notată cu h_v) este trasată punctat, iar pentru mecanismul vibropercutant (adîncimea notată cu h_p) este trasată cu linie continuă. Pămîntul pentru care sînt valabile curbele din fig. 2 este un pămînt argilos.

Din studiul celor două curbe experimentale, făcute pentru pămînturi de aceeași natură, rezultă următoarele concluzii:

a) La început h crește repede cu timpul pentru ambele mecanisme, iar apoi din ce în ce mai încet apropiindu-se de adîncimea maximă constantă $h_{p\,max}$ respectiv $h_{v\,max}$.

b) Adîncimea maximă de înfigere este superioară în cazul folosirii mecanismului vibropercutant faţă de vibrator ($h_{p\,max} > h_{v\,max}$). Cu mecanismul vibropercutant se realizează un surplus de adîncime.

c) Pentru o perioadă scurtă de timp, (în faza iniţială) $\Delta h = h_p - h_v$ este foarte mic, practic se poate considera nul.

Din cele de mai sus rezultă că în anumite condiţii (pămînturi cu caracteristici date, etc.) cînd adîncimea maximă realizată cu vibratoare nu este suficientă, trebuiesc folosite mecanisme vibropercutante. Pe de altă parte ultima din concluziile de mai sus ne arată că în faza iniţială mecanismul vibropercutant îl putem folosi numai ca vibrator. Condiţiile unei astfel de funcţionări le vom vedea în cele ce urmează. Ţinînd seama de cele de mai sus ne vom ocupa acum de o serie de probleme în legătură cu proiectarea mecanismelor vibropercutante.

2. In faza iniţială vrem ca mecanismul vibropercutant să funcţioneze ca vibrator. Pentru aceasta va trebui să acţionăm în aşa fel ca diferenţa $x_2 - x_1$ să rămînă constantă în faza iniţială.

Din formulele (6) se vede că acest lucru se poate realiza dacă luăm $a_1 = a_2$. Intr-adevăr, în acest caz, toate constantele $B_s (s = 1, 2, 3)$, sînt nule, cum rezultă din formulele (14). Aceste valori introduse în formulele (6') ne dau pentru η_1 valoarea $\eta_1 = 1$. Cum $\eta_1 = \frac{\lambda}{\omega}$ rezultă că pentru ca mecanismul vibropercutant să funcţioneze în faza iniţială cu vibraţii trebuie să luăm pentru viteza unghiulară de rotaţie a excentricelor valoarea:

$$\omega = \lambda_1 = \sqrt{\frac{C_1 g}{Q_1}} \tag{24}$$

(C_1 este valoarea coeficientului de elasticitate a terenului în faza iniţială).

Din această formulă se vede că pentru pămînturi mai rezistente viteza unghiulară este mai mare.

Q_1 reprezintă suma greutăţilor elementului şi a sistemului de prindere. Ultima fiind mică se poate neglija faţă de greutatea elementului.

Calculul valorii constante a coeficientului C_1 din faza iniţială se face ţinînd seama de relaţia cunoscută care ne dă presiunea pe unitatea de suprafaţă în funcţie de deformarea x

$$p = C_1' x .$$

Notînd cu S_t secţiunea transversală plină a elementului şi cu T presiunea totală, rezultă că avem

$$T = pS_t = C_1' S_t x .$$

De aici obţinem:

$$C_1 = C_1' \cdot S_t . \tag{25}$$

Valorile medii ale coefcientului C_1' în faza inițială, au fost determinate experimental și sînt cuprinse în tabela 1, pentru pămînturi cu caracteristici diferite.

Tabela 1

Valori medii pentru coeficientul C_1'

Nr. crt.	Caracteristica terenului de fundație	Denumirea pămîntului	C_1' kg/cm³
1	Pămînt cu îndesare redusă	Mîl, umplutură proaspătă, argilă îmbibată cu apă	0,1—0,5
2	Pămînt cu îndesare medie	Umplutură veche de nisip, argilă umedă	0,5—5
3	Pămînt îndesat	Nisip, nisip și pietriș, argilă cu umiditate redusă	5—10
4	Pămînt foarte îndesat	Argilă tare, piatră spartă	10—20

Ca exemplu, pentru o țeavă cu secțiunea transversală de 100 cm², înfiptă într-un pămînt pentru care $C_1'=10$ kg/cm³, avem $C_1=1000$ kg/cm. Considerînd greutatea țevii $Q_1=100$ kg rezultă $\omega \cong 100$ rot/sec. Turația excentricelor va fi în acest caz

$$n \cong 1000 \text{ rot/min.}$$

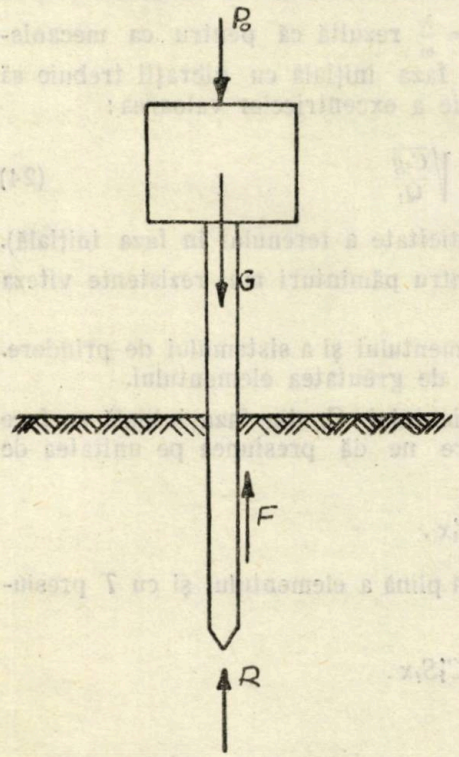


Fig. 3. Model mecanic simplificat

3. Vom determina acum valoarea necesară a momentului excatricelor, pentru a învinge rezistențele amintite mai sus.

La înfigerea elementului forța perturbatoare este dirijată în jos (fig. 3). In această fază trebuie să avem

$$P_0+G \geqslant F_f+R \qquad (26)$$

iar pentru faza de smulgere va trebui să avem

$$P_0-G \geqslant F_f \qquad (27)$$

Termenii acestor relații sînt:

P_0 — maximul forței perturbatoare;

$G=Q_1+Q_2+Q_3$ — greutatea întregului ansamblu;

F_f — forța de frecare maximă între element și pămînt la adîncimea necesară de înfigere;

R — rezistența frontală la înfigere.

Dacă alegem forța perturbatoare maximă și greutatea în așa fel ca relațiile (26) și (27) să devină egalități (cazul limită) va rezulta

$$P_0 = F_f + G; \quad G = \frac{R}{2}. \tag{28}$$

Ținînd seama de expresia cunoscută a rezistenței terenului, la o anumită adîncime necesară, vom avea următoarea expresie pentru G:

$$G = \frac{S_t \sigma_a K_0}{2} = S_t p_0 \tag{29}$$

p_0 este o presiune pe suprafața transversală S_t a elementului care depinde de caracteristicile terenului, spre a ajunge la adîncimea necesară. Valori ale acestei presiuni sînt date în tabela 2.

Tabela 2.

Valorile presiunii p_0

Nr. crt.	Natura terenului	Denumirea elementului	P_0 kg/cm²
1	Nisip argilos saturat cu apă	a) Tuburi metalice cu secțiune transversală:	
		$S \leqslant 80$ cm²	1,5–2,0
		$80 < S \leqslant 300$ cm²	2–3,5
		b) Piloți din lemn cu secțiune transversală medie:	
		$S \leqslant 350$ cm²	3–4.5
		$350 < S \leqslant 700$ cm²	4–5,5
2	Nisip fin și mijlociu cu îndesare medie	a) Tuburi metalice cu secțiune transversală:	
		$S \leqslant 80$ cm²	1–2,0
		$80 < S \leqslant 300$ cm²	2–3,0
		b) Piloți din lemn cu secțiune transversală medie:	
		$S \leqslant 350$ cm²	3–4,0
		$350 < S \leqslant 700$ cm²	4–5,0
3	Pămînturi argiloase slab consolidate	a) Tuburi metalice cu secțiune transversală:	
		$S \leqslant 80$ cm²	2–3,0
		$80 < S \leqslant 300$ cm²	3–4,0
		b) Piloți din lemn cu secțiune transversală medie:	
		$S \leqslant 350$ cm²	4.5–5,0
		$350 < S \leqslant 700$ cm²	5,5–6,0

Valorile date aici constituie rezultatul unor încercări de sporire în trepte a presiunii pe secțiunea transversală a elementului, prin folosirea vibrațiilor fără percuții.

Forța de frecare se va calcula din formula:

$$F_f = \tau_d h_{p\,max} U \tag{30}$$

unde τ_d este rezistența specifică de frecare pe manta și U perimetrul elementului. Valorile lui τ_d sînt date în tabela 3.

Tabela 3

Valorile rezistenței laterale τ_d (t/m²)

Nr. crt.	Felul pămîntului	Denumirea elementului	τ_d t/m²
1	Nisip argilos saturat cu apă	a) Piloți din lemn	0,70
		b) Tuburi metalice	0,90
2	Nisip fin și mijlociu îndesat	a) Piloți din lemn	1,00
		b) Tuburi metalice	1,20
3	Argilă nisipoasă	a) Piloți din lemn	2,00
		b) Tuburi metalice	2,30
4	Pămînturi argilcase	a) Piloți din lemn scoși după cîteva ore de la înfigere	2,60
		b) Piloți din lemn smulși după o lună de la înfigere	3,00
		c) Tuburi metalice smulse după cîteva ore de la înfigere	3,50
		d) Tuburi metalice smulse după o lună de la înfigere	4,00

Valorile din tabel constituie rezultatul unui mare număr de încercări făcute pe diverse elemente.

Odată valoarea P_0 calculată putem determina valoarea M a momentului excentricilor dacă ținem seama de formula forței perturbatoare. Vom avea:

$$P_0 = \frac{Q_{02}}{g}\omega^2 = \frac{M}{g}\omega^2 = F_f + G. \tag{31}$$

Acum putem calcula puterea necesară a motorului electric cu formula

$$N = \frac{M\omega}{75\,\eta}\,\text{CP} \tag{32}$$

η fiind randamentul mecanismului.

4. Să trecem la determinarea valorilor optime pentru masa percutantă și pentru masa generatorului de vibrații. Ne vom folosi de coeficienții μ și ν introduși la început $\left(\mu = \frac{Q_2}{Q_1},\ \nu = \frac{Q_3}{Q_2}\right)$.

Capacitatea de înfigere a unui element este influențată de masa percutantă. Aceasta va trebui aleasă în așa fel încît să se obțină viteze de înfigere cît mai mari. Pentru aceasta este necesar ca percuția aplicată elementului să fie cea mai mare posibilă.

Notînd cu I valoarea percuţiei aplicată elementului, se ştie că avem:

$$I=(1+k)\frac{Q_1Q_2}{(Q_1+Q_2)g}(v_2-v_1) \tag{33}$$

care, cu ajutorul coeficientului μ se scrie

$$I=(1+k)\frac{\mu Q_1(v_2-v_1)}{g(1+\mu)}. \tag{34}$$

In timpul unei percuţii o parte din energia cinetică a masei percutante se pierde (18). Energia cinetică transmisă elementului de înfipt, notată cu E_1, presupunînd că viteza elementului înainte de percuţie este suficient de mică [5], se poate lua $E_1=\mu E_c$.

Din energia cinetică E_1 ce serveşte la înfigerea elementului, o parte se recuperează din cauza elasticităţii terenului şi a resoartelor, revenind din nou masei percutante. Notînd această parte cu $(1-\alpha)E_1$, rezultă că energia cinetică ce a executat lucrul util de înfigere a elementului este αE_1 ($\alpha<1$ se numeşte coeficient de utilizare a energiei).

Din cele de mai sus rezultă că în timpul funcţionării se consumă energia:

$$E=(1+\alpha\mu)E_c \tag{35}$$

care va trebui asigurată în mod constant prin puterea motorului.

Ţinînd seama de relaţiile (18'), (34) şi (35) se obţine

$$I=e\sqrt{\frac{\mu}{(1+\mu)(1+\alpha\mu)}};\quad \left(e=\sqrt{\frac{2EQ_1(1+k)}{g(1-k)}}=\text{const}\right). \tag{36}$$

Valoarea maximă a lui I considerată ca funcţie de μ variabil ne conduce la valoarea optimă

$$\mu_{opt}=\frac{1}{\sqrt{\alpha}}. \tag{37}$$

Astfel de exemplu, dacă numai jumătate din E_1 execută lucru util, găsim

$$\mu_{opt}=\sqrt{2}=1{,}41.$$

Din formula (37) rezultă că valorile optime pentru μ sînt mai mari sau cel puţin egale cu unitatea.

In construcţii importante masele Q_1 sînt în general mari.

De aceea nu se poate lucra cu μ_{opt}. Din examinarea graficelor din fig. 4 valorile percuţiei I, pentru diferite valori ale lui μ, ca şi din examinarea graficelor din lucrarea [5] se vede că percuţia I se păstrează aproape aceeaşi şi pentru valori subunitare ale lui μ, pînă aproape de valoarea 0,4. Pe cît permit posibilităţile de realizare constructivă, se vor alege pentru μ valori cît mai apropiate de μ_{opt}.

Odată aleasă valoarea lui μ rezultă pentru Q_2 şi Q_3 valorile:

$$Q_2=\mu Q_1;\quad Q_3=G-(1+\mu)Q_1=S_1p_0-(1+\mu)Q_1. \tag{38}$$

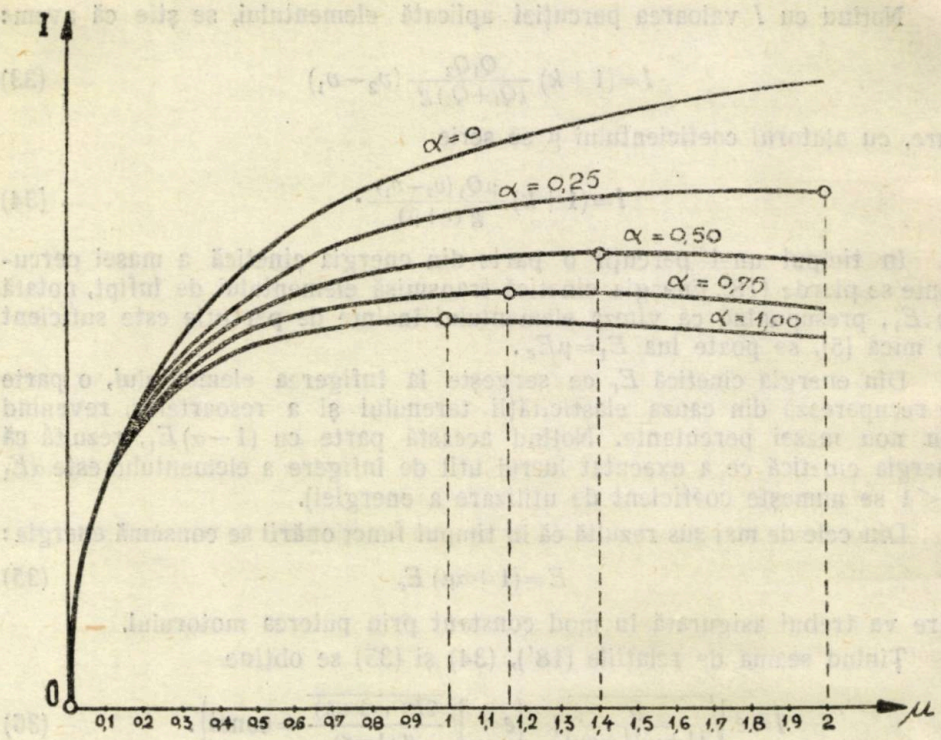


Fig. 4. Variația percuției I în funcție de μ

Din realizările de pînă acum s-a constatat că raportul între masa generatorului de vibrații și masele excentricelor, pentru o bună funcționare trebuie să fie cuprinse între limitele:

$$6 < \frac{Q_3}{Q_0} < 10. \tag{39}$$

Alegem pe Q_0 astfel ca această inegalitate să fie satisfăcută.

După aceea din formula:

$$\frac{Q_0 \varepsilon}{g} = M \tag{40}$$

se deduce valoarea distanței ε la care trebuie așezate excentricele.

5. In exploatarea mecanismelor vibropercutante apare fenomenul de rezonanță fie datorită construcției mecanismelor, fie datorită variației unor parametrii în fenomenul de înfigere (element, teren, etc.). Dacă din punct de vedere al efectului de înfigere a elementului considerăm că efectul de rezonanță duce la sporirea eficienței înfigerii, din punct de vedere tehnic realizarea și menținerea acestui fenomen este grea.

Vom face totuși cîteva observații asupra mecanismului vibropercutant ce ar folosi efectul rezonanței în tot decursul funcționării.

Se observă că pentru rezonanţă trebuie să fie verificată ecuaţia (4′), în care $\xi=1$, adică:

$$1-\eta_1^2-(1+\mu)\eta_2^2-(1+\nu)\eta_3^2+\eta_1^2\eta_2^2+(1+\mu+\nu\mu)\eta_2^2\eta_3^2+(1+\nu)\eta_1^2\eta_3^2-\eta_1^2\eta_2^2\eta_3^2=0. \quad (41)$$

Ne punem problema dacă se poate realiza fenomenul de rezonanţă numai printr-o alegere convenabilă a elementelor constructive ale mecanismului. Analitic, înseamnă că relaţia trebuie să fie verificată independent de valoarea lui η_1, deoarece în expresia lui η_1 intervine coeficientul de elasticitate al pămîntului care variază cu adîncimea. Punînd această condiţie rezultă:

$$\eta_2^2=0; \quad \eta_3^2=\frac{1}{1+\nu}$$

ceea ce nu se poate realiza.

Totuşi se observă că rezonanţa este posibilă dacă turaţia ω a generatorului de vibraţii variază în aşa fel încît η_1 să verifice ecuaţia (41). Se observă însă că această ecuaţie este elgebrică cu necunoscuta ω, care defineşte turaţiile de rezonanţă corespunzătoare unei anumite adîncimi.

Rezultă deci că se poate realiza un mecanism vibropercutant bazat pe fenomenul de rezonanţă folosind un generator de vibraţii cu turaţie variabilă. Construcţia unui astfel de generator este destul de complicată şi neeconomică.

К ИССЛЕДОВАНИЮ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН ДЛЯ ПОГРУЖЕНИЯ СВАЙ

(РЕЗЮМЕ)

Механизмы применяемые для вибропогружения свай (шпунта и пр.) состоят из виброгенератора с неуравновещенными массами а также с ударной массой, упруго связанной со сваей. Связь генератора с ударной массой осуществляется на рессорах, с целью предохранения генератора от действия ударов.

В работе рассматривается схема с трема степенями свободы, предполагая, что после удара свая совершает колебания.

В первой части рассматривается теоретически виброудар с тремя степенями свободы. Даются дифференциальные уравнения движения трех масс. Постоянные интегрирования определяются из граничных условий появляющихся при ударе. Таким образом движение полностью определено. Настройка вибропогружателя на оптимальный режим производится регулированием пружин соединяющих ударные массы, имея в виду закономерности движения.

Во второй части рассматривается работа виброударного механизма и делаются выводы для его расчета. Предполагается что грунт представляет собой упругую среду, для которой коэффициент упругости изменяется с глубиной и геотехническими характеристиками грунта. Рассматривая диаграмму изменения глубины по времени для простых

и комбинированных с ударами вибраций, делается вывод, что работа механизма в вачале может происходить на основе вибраций, а по мере опускания сваи удары становятся эффективнее. Таким образом устанавливается число оборотов эксцентриков, а также их момент и мощность.

Оптимальная ударная масса выводится из условия максимального удара наносимого элементу.

Затем рассматривается работа механизма при резонансе и указывается, что с технической точки зрения осуществление и поддерживание этого явления трудоемко и неэкономично.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE ET AU PROJET DES MACHINES VIBROPERCUTANTES UTILISÉES POUR ENFONCER DES PILOTS

(RÉSUMÉ)

Les mécanismes utilisés à l'enfoncement des pilots se composent d'un générateur de vibrations à masses excentriques et d'une masse percutante attachées élastiquement au pilots.

La liaison entre le générateur et la masse percutante se fait par un ressort dont le rôle est de soustraire le générateur à l'influence des percussions.

Dans ce travail on étudie un schéma avec trois degrés de liberté, où on suppose que par suite de la percussion, la contreplaque (le pilot) effectue des vibrations.

La première partie du travail est une étude théorique sur la vibropercussion à trois degrés de liberté. On écrit les équations différentielles du mouvement des trois masses et après on effectue l'intégration. Les constantes d'intégration se déterminent des conditions à la limite, existentes au moment du choc. De cette manière, le mouvement est complètement déterminé. L'accord du vibrateur au régime optimum se fait en tenant compte des lois du mouvement, par agissements sur les ressorts qui relient les deux masses qui se heurtent.

Dans la deuxième partie on étudie le fonctionnement du mécanisme vibropercutant, duquel on déduit les conclusions sur le calcul de ces mécanismes. On suppose que le terrain est un milieu élastique, caractérisé par un coefficient d'élasticité variable avec la profondeur et les caractéristiques géotechniques.

En etudiant le diagramme de variation de la profondeur en fonction du temps pour les vibrations, combinées ou non avec des percussions simultanées, on arrive à la conclusion que la début du fonctionnement du mécanisme peut être dirigé seulement à base de vibrations, mais à mesure que les pilots pénètrent dans le terrain, les percussions deviennent plus efficaces. De cette manière il résulte le nombre des tours des excentriques, ensuite leur moment et la puissance. La masse percutante optima se déduit de la condition que la percussion appliquée à l'élément soit maximum. Ensuite on étudie le fonctionnement du mécanisme à la résonance et on montre que du p.d.v. technique la réalisation et le maintien de ce régime est difficile et par suite inéconomique.

BIBLIOGRAFIE

1. S. A. Taplin, *Vibroudarnîe mehanizmî.* Avtotransizdat, 1953.
2. D. D. Barcan, *Vibrometod v stroitelstve,* Gostroizdat, 1959.
3. D. D. Barcan şi O. Sehter, *O rasceote vibroudarnîh mehanizmov,* Dinamica gruntov, sb. 28, Moscva 1956.
4. D. D. Barcan şi O. Sehter, *Vibroudarnîe mehanizmî,* Dinamica grunzov sb. 28, Moscva 1956.
5. M. G. Efremov, *Vibor vesa udarnoi massî vibromolota,* Dinamica gruntov, sb. 44 Moscva 1961.
6. L. Hamburger şi Gh. Buzdugan, *Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia maş'nilor,* Editura Tehn. 1958.
7. A. Stoenescu şi Gh. Silaş, *Curs de mecanică teoretică,* Edit. Tehnică 1959.
8. M. Păunescu, Probleme actuale privind introducerea în pămînt a piloţilor şi palplanşelor folosind metoda vibraţiilor. Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timişonra, t. 5, fasc. 1—5, ian — dec. 1960.
9. M. Păunescu, Metode practice pentru determinarea parametrilor vibratorului folosit la înfigerea pilotilor. Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timişoara, t. 6, fasc. 2 iun—dec. 1961.

LISTA

publicațiilor periodice venite din străinătate în schimbul Buletinului științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara

R. F. JUGOSLAVIA

140. Publication de l'Institut Mathématique de l'Académie Serbe des Sciences. Beograd.
141. Zbornic Radova Matematiki Institut. Beograd.
142. Glas. Serbe Academie des Sciences. Beograd.
143. Bulletin de la Société Chimique Beograd.
144. Bulletin of the Institute of Nuclear Sciences „Boris Kidrich" Beograd.
145. Annuaire de la faculté technique. Skopje.

JAPONIA

146. Journal of the College of the Arts and Science Chiba University. Naturalscience Series. Chiba City.
147. Osaka Mathematical Journal. Osaka.
148. Nagoya Mathematical Journal. Nagoya.
149. Scientific papers of the College of general education. Tokyo.
150. Journal of Spatial Mathematics of the Sasayama Research Room. Nakamura.
151. Journal of the Faculty of Science. Series I. Mathematical. Sapporo.
152. Journal of the Institute of Polytechnics. Osaka.
153. Civil Engineering in Japan. Tokio.
154. Memoires of the Faculty of Science. Kyushu-University. Fukuoka.
155. Annual Report of scientific works. Osaka.
156. Proceedings of the Japan National Congress for Applied Mechanics. Tokio.
157. Commentarii Mathematici Universitatis Sancti Pauli. Tokio.
158. Yokahama Mathematical Journal. Yokahama.
159. Proceedings of the Japan Academy. Tokyo.
160. Kodai Mathematical Seminar reports. Tokyo.
161. Science reports of the Tokyo University of Education. Tokyo.

MEXICO

162. Boletin del Instituto de Quimica. Piso.

R. P. POLONIA

163. Wydawnictwa Politechniki. Warszawskiej.
164. Biuletyn informacyjny. Warszawa.
165. Zeszyty naukowe. Warszawa.
166. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdanskiej. Gdansk.
167. Zeszyty Naukowe. Lodz.
168. Polish technical Abstracts. Warszawa.
169. Bulletin de l'Académie Polonaise des Sciences. Warszawa.
170. Prace Instytutow Hutniezych, Gliwice.
171. Prace Instytutu Techniki budowlanej. Warszawa.
172. Archiwum Automatiki i Telemechaniki. Warszawa.
173. Archiwum Electrotechniki. Warszawa.
174. Annales Universitates Marie Curie Sklodowska. Lublin.

PORTUGALIA

175. Revista de Faculdade de Ciencias. Universidade de Lisboa.
176. Revista da Faculdade de Engenharia. Porto.

SPANIA

177. Acta Salamanticensia. Salamanca.

SUEDIA

178. Arkiv für Mathematik. Stockholm.
179. Kungl Svenska Vetenskapsakademiens Handlingar. Stockholm.
180. Svenska Vatenkraftföreningens Publicationer. Stockholm.
181. Meddelanden fran Lunds Universitets Matematiska Seminarium. Lund.
182. ASEA Research. Vàsterás.
183. Transactions of Chalmers University of Technology. Göteborg.
184. Transactions of the Royal Institute of Technology. Stockholm.

S.U.A.

185. Applications and Industry. New York.
186. Journal of Engineering Education. Urbana.
187. Steel Construction Digest. New York.
188. Icar Book of American Iron and Steel Institute. New York.
189. Bulletin of the Lowell Technological Institute. Lowell.
190. Journal of Chemical and Engineering Data. Columbus.
191. Battelle Technical Review. Coumbus.
192. Brookhaven National Laboratory. Upton.
193. Quarterly of applied mathematics. Providence.

194. Annual report of the Director of the Departement of terrestrial magnetism. Washington.
195. Crerar Metals Abstracts. Chicago.
196. Research Engineer. Atlanta.
197. Proceedings of the Iowa Acad. of Science. Aures.
198. Iowa State University bulletin. Aures.
199. Quarterly Jiurnal of current acquisitions. Washington.
200. Proceedings of the American Academy of Arts and Science. Kansas Citv.
201. Scientific research in Mellon Institute. Pittsburgh.
202. Proceedings of the Montana Academy of sciences. Bozeman.
203. Journal of Research of the National bureau of standards. Washington.
204. Engineering experiment station buletin. Columbus.
205. Engineering experiment station. Oregon state College. Corvallis.
206. Engineering bull. of Purdue University. Lafayette.
207. Princenton Engineer. Princenton.
208. Renseselaer Polytechnic Institute. Troy—New York.
209. Engineering Research Bull. New Brunswick.
210. Northwestern engineer. Ewanston.
211. Pacifics journal of Mathematics. Berkeley.
212. University of Colorado Studies. Boulder.
213. University of Illinois Bull. Urbana.
214. Engineering experiment Station bulletin. Lawrence.
215. The Kentucky Engineer. Lexington.
216. Engineering research Bulletin. Ann Arbor.
217. The University of Missouri bulletin. Columbia.
218. Bulletin College of Engineering and Architecture. Lincoln.
219. American Journal of Science. New-Haven.
220. The Trend in engineering at the University of Washington.
221. Bulletin of the Utah Engineering Experiment Station. Utah.

TURCIA

222. Revue de la Faculté des Sciences de l'Université d'Istambul. Istambul.

R. P. UNGARA

223. Acta Physica et Chemica. Szeged.
224. Acta Scientiarum Mathematicarum. Szeged.
225. Periodica Polytechnica. Budapest.
226. Acta technica. Budapest.
227. Közleményei Matematikai Kutató Intézet. Budapest.
228. Beszámoló a vízgazdálkodási Tudományos Kutató intézet. Budapest.
229. Építőipari és közlekedési műszaki egyetem tudományos közleményei. Budapest.
230. Hidrologia közlöny. Budapest.
231. Erdészettudományi közlemények. Sopron.

U.R.S.S.

232. Bibliograficeskii Ukazatel tekuscei otecestvenoi literaturi po stroitelstvu i arhitekture. Moskva.
233. Biulleten Naucino Tehniceskoi Informații. Kiev.
234. Dokladî Akad. Nauk. Azerbaidjanskoi SSR. Baku.
235. Dokladî Akademii Nauk BSSR. Minsk.
236. Dokladi Akad. Nauk. Tadjicskoi SSR. Stalinobad.
237. Dokladî Akademii Nauk Uz. SSR. Taskent.
238. Dokladî Lvovekogo Politehniceskogo Instituta. Lwow.
239. Dopobidi Akad. Nauk Ukrainskoi SSR.
240. Injenerno Fiziceskii Jurnal. Minsk.
241. Izvestia Akademii Nauk Armeanskoi SSR T. Erevan.
242. Izvestia Akad. Nauk Azerbaidjanskoi SSR. Baku.
243. Izvestia Akademii Nauk Estonskoi SSR. Talin.
244. Izvestia Akad. Nauk Kazahskoi SSR. Alma-Ata.
245. Izvestia Akademii Nauk SSSR. Moskva
246. Izvestia Akad. Nauk Uz. SSR. Taşkent.
247. Izvestia Sibirskovo Otdelenia Akademii Nauk. SSSR.
248. Izvestia Otdelenia Estestevennih Nauk. Stalinobad.
249. Izvestia Vissih Ucebnih Zavedenii. Kazan.
250. Izvestia Vişşih Ucebnih Zavedenii. Tomsk.
251. Izvestia Vişşih Ucebnih Zavedenii. Kiev.
252. Izvestia Vişşih Ucebnih Zavedenii. Priborostroenia.
253. Izvestia Vissih Ucebnih Zavedenii. Novocerkask.
254. Izvestia Vissih Ucebnih Zavedenii. Stalinsk.
255. Energetika. Novocerkask.
256. Izvestia Vişşih Ucebnih Zavedenii. Seria: Tvetnaia Metalurghia
257. Journal Analiticeskoi Himii. Akad. Nauk SSSR. Moskva.
258. Jurnal Prikladnoi Himii. Akad. Nauk SSR. Moskva—Leningrad.
259. Journal obscei Himii. Akad. Nauk SSSR. Moskva—Leningrad.
260. Kolloidnii Jurnal. Akad. Nauk SSSR. Moskva.
261. Naucinie trudî. M.T.I. Moskva.
262. Naukovi zapiski. Kiev.
263. Naucinie Zapiski. Moskovskii Institut. Moskva.
264. Naucinie Zapiski. Lvov.
265. Problemî Procinosti v Maşinostroenii. Akad. Nauk SSSR.
266. Prikladnaia Matematika i Mehanika. Akad Nauk SSSR. Moskva.
267. Prati Odesskovo derjavnogo Universiteti Odessa.
268. Referativnii Jurnal. Moskva.
269. Sbornik Naucinih Trudov. Tomsk.
270. Soobscenia Akademii Nauk Gruzinskoi SS Tbilisi.
271. Sistematiceskii Ukazatel Statei v innostr jurnalah. Moskva.
272. Sbornik referatov V.N.I.I.S. Moskva.
273. Steklo Informationîi Biulleten. Moskva.
274. Stroitelstvo i arhitektura. Moskva.
275. Sbornik Fiziko-Matematiceskovo Fakulteta i Naucino-Issledovatelskovo Instituta fizichii. Odessa.
276. Sbornik himiceskovo Fakulteta. Odessa.
277. Trudî Instituta Fiziki Akad. Nauk Azerbaidjanskoi SSR. Baku.
278. Trudî Leningradskovo Technologhiceskovo Instituta. Leningrad.
279. Trudî Brianskovo Instituta Transportnovo Maşinostroeniia. Briansk.
280. Trudî. Vsesoiuznîi Naucinîi Isledovatelskii Institut Stekla. Moskva.
281. Trudî Novocerkascovo ordena trudovovo Krasnovo znamenii politehnikeskovo instituta. Novocerkask.
282. Trudî Sredneazeatskovo Politehniceskovo Instituta. Taskent.
283. Trudî Talinskovo Politehniceskovo Instituta. Talin.
284. Trudi Leningradskovo Instituta Aviationnovo Priborostroenia. Leningrad.
285. Trudî Odesskovo Gosudarstvennovo Universiteta. Odessa.
286. Trudî Odesskovo Tehnologhiceskovo Instituta. Odessa.
287. Trudî Instituta Fiziki metallov. Akad. Nauk SSSR. Sverdlovsk.
288. Ucionie Zapiski. Kazan.
289. Uzbekskii himiceskii Jurnal. Taşkent.
290. Ucionie Zapiski. Saratov.
291. Ucionie zapiski. Tomsk.
292. Vestnik Moskovskovo Universiteta. Moskva.
293. Visnik Kievskovo Universiteta. Kiev
294. Vestnik tehniceskoi i ekonomiceskoi informații. Moskva.

I.P.T. 48

ERATĂ

Pag.	Rîndul :	In loc de :	Se va citi :	Din vina :
211	7 jos	contribuției	combinației	redacției
212	9	evidență	evolventă	„
216	3	de mélange	du mélange	„
216	4	consumation	consommation	„
216	10	fabriquée	fabriquées	„
216	12	embontissage	emboutissage	„
216	11 jos	caractéristique	caractéristiques	„
216	8 jos	flécis	fléchis	„
216	7 jos	pontres	poutres	„
216	1 jos	enforcer	enfoncer	„
242	4	k_α	k_β	autorului
255	4 jos	expériment a lement	expérimentalement	„
268	5 jos	du formiate	et du formiate	„
270	1	aer_2	aer.	tipografiei
270	2	PbO.	PbO_2	„
290	10	% °C	φ %	autorului
293	9	la procès	le processus	„
318	2	ШЕВРОННЫХ	ЕВОЛЬВЕНТНЫХ	„
415	11	$\eta_3 = \frac{\lambda}{\omega}$	$\eta_3 = \frac{\lambda_3}{\omega}$	„
421	21	$\eta_1 = \frac{\lambda}{\omega}$	$\eta_1 = \frac{\lambda_1}{\omega}$	„
422	22	excatricelor	excentricelor	„